

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté des sciences appliquées
Département de génie mécanique

Identification et réduction du bruit de surpresseurs industriels

Mémoire de maîtrise es sciences appliquées
Spécialité : génie mécanique

Jérémie VOIX

Sherbrooke (Québec), Canada

Avril 1997

Résumé

Cette étude porte sur la réduction du bruit d'une machine très utilisée dans l'industrie (le surpresseur à pistons rotatifs) et servant au pompage des fluides légers (air, gaz, vapeur...).

Nous avons au cours de cette étude réussi à identifier, hiérarchiser et caractériser toutes les sources de bruit des deux grandes catégories de montages utilisant cette machine : les systèmes fixes utilisés dans des installations industrielles et les systèmes embarqués utilisés sur des camions.

Le bruit généré par la base¹, le bruit de bouche¹ et le bruit direct du surpresseur sont les trois principales sources de bruit et nous avons obtenu pour chacune d'elles des réductions significatives (d'ors et déjà 4.5 dB(A) sur la puissance acoustique de la base, 4.6 dB(A) sur celle du silencieux et 13.1 dB(A) sur celle du surpresseur utilisé).

Par ailleurs, d'autres techniques ont été envisagées et seront expérimentées (avec par exemple un gain théorique pouvant atteindre 22 dB sur les amplitudes vibratoires de la base).

Enfin, ce projet expérimental induit maintenant des problématiques théoriques très intéressantes, telles que l'amortissement des structures vibrantes à l'aide de recouvrement viscoélastique partiels, la modélisation numérique du comportement vibroacoustique des silencieux, la modélisation hybride numérique-analytique du rayonnement des structures ou encore la modélisation du mécanisme de compression au sein des surpresseurs à pistons rotatifs.

¹ Voir définitions à la page suivante

Remerciements

Je souhaiterais remercier le Professeur Jean NICOLAS du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS) pour la grande confiance et le soutien qu'il m'a accordés en me laissant mener très librement ce projet ainsi que pour toutes ses critiques constructives du travail effectué.

De même, je ne pourrais passer sous silence l'aide incomparable que Jean-Luc WOJTOWICKI - assistant de recherche - ainsi que toute l'équipe du GAUS, m'ont apportée tout au long du projet et dont je leur suis très reconnaissant.

Je remercie les Professeurs Michel BRUNEAU et Bernard CASTAGNÈDE pour m'avoir accordé cette possibilité d'échange en cours de DEA dans le cadre de la CREPUQ.

Merci à l'Agence Francophone pour l'Enseignement Supérieur et la Recherche (AUPELF-UREF) pour leur participation financière à l'échange via le programme de bourse CIME ; merci également à l'Institut de Recherche en Santé et Sécurité au Travail (IRSST) pour leur financement et leur intérêt pour ce projet.

Merci également à tout le personnel de la compagnie HIBON pour sa participation active au projet et à son soutien technique de tout moment.

Enfin, mes pensées vont à ma famille et mes amis pour leur présence à mes côtés.

À Elaine.

Table des matières

I ER CHAPITRE : INTRODUCTION	1
II ÈME CHAPITRE : ÉTAT DES CONNAISSANCES.....	2
1. PETIT HISTORIQUE DU SURPRESSEUR À PISTONS ROTATIFS.....	2
2. EXPOSÉ DE LA PROBLÉMATIQUE	4
3. ANALYSE DE L'ÉTAT DE LA QUESTION	5
3.1. <i>Les concepts de base de vibroacoustique</i>	5
3.1.1 L'excitation.....	5
3.1.2 La structure.....	5
3.1.3 Le rayonnement	7
3.1.4 La directivité.....	11
3.2. <i>La modélisation théorique</i>	12
3.2.1 L'approche analytique	12
3.2.2 L'approche numérique.....	14
3.2.3 L'approche statistico-énergétique.....	14
3.3. <i>L'approche expérimentale</i>	15
3.3.1 Analyse de la réponse acoustique	15
3.3.2 Analyse des transferts dans les structures et les fluides	16
3.3.3 Analyse des phénomènes à l'origine du bruit	16
3.4. <i>État des connaissances</i>	16
3.4.1 Le surpresseur à pistons rotatifs (S.P.R.).....	16
3.4.2 L'origine du bruit du surpresseur à pistons rotatifs	18
3.4.3 Les méthodes d'identification, de caractérisation et de hiérarchisation des sources de bruit	19
3.4.4 Traitement acoustique habituel des systèmes surpresseurs	19
4. DÉFINITION DU PROJET	22
4.1. <i>Objectifs du projet.</i>	22
4.2. <i>Aperçu de la méthode suggérée.</i>	22
4.2.1 Identification, hiérarchisation et caractérisation des sources de bruit d'un système surpresseur	22
4.2.2 Développement de solutions de contrôle pour les sources passives	22
4.2.3 Développement de nouveaux silencieux	23
4.2.4 Développement de solutions de contrôle pour les sources actives.....	23
4.3. <i>Résultats attendus</i>	23
4.3.1 Mise au point d'une méthode expérimentale d'identification des sources de bruit d'un système surpresseur	23
4.3.2 Conception de solutions en vue de la réduction du bruit d'un système surpresseur fixe.....	23
III ÈME CHAPITRE : IDENTIFICATION, HIÉRARCHISATION ET CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT D'UN SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE.....	24
1. INTRODUCTION	24
2. CHAÎNE DE MESURE ET PROTOCOLE DE MESURE	24
2.1. <i>Protocole de mesure utilisé par HIBON.</i>	24
2.1.1 Mesures du niveau de pression acoustique	24
2.1.2 Mesure des vitesses quadratiques moyennes	25
2.2. <i>Protocole de mesure utilisé</i>	26
2.2.1 Mesures du niveau de puissance acoustique.....	26
2.2.2 Mesures des vitesses quadratiques du système	26
2.3. <i>Matériel utilisé lors des mesures</i>	26
2.3.1 Mesures intensimétriques	26
2.3.2 Mesures vibratoires.....	27
3. L'IDENTIFICATION DES SOURCES DE BRUIT	29
3.1. <i>But</i>	29
3.2. <i>Méthode</i>	29
3.3. <i>Banc d'essai</i>	30
3.4. <i>Résultats expérimentaux</i>	31
3.5. <i>Synthèse des résultats</i>	35

3.5.1 Séparation sources actives / sources passives	35
3.5.2 Séparation des types d'excitation	35
3.5.3 Cheminement des excitations	36
3.5.4 Conclusion.....	36
4. LA HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT	37
4.1. Hiérarchisation élémentaire par bande 1/3 d'octave.....	37
4.2. Hiérarchisation globale des sources	37
4.2.1 La base.....	37
4.2.2 Le surpresseur.....	37
4.2.3 Tube d'admission et silencieux d'admission	38
4.2.4 La transmission.....	38
4.2.5 Le moteur.....	38
5. LA CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT	39
5.1. But.....	39
5.2. Méthode	39
5.3. Caractérisation de l'ensemble des excitations.....	39
5.3.1 Banc d'essai.....	39
5.3.2 Résultats des mesures vibroacoustiques	39
5.4. Caractérisation de l'excitation mécanique.....	43
5.4.1 Banc d'essai.....	43
5.4.2 Résultats acoustiques.....	43
5.4.3 Résultats vibratoires	45
5.5. Caractérisation de l'excitation aéraulique.....	46
5.5.1 Banc d'essai.....	46
5.5.2 Résultats expérimentaux	46
5.5.3 Banc d'essai pour l'excitation aéraulique du silencieux	47
5.5.4 Résultats expérimentaux.....	47
5.6. Caractérisation du comportement vibratoire de la base	48
5.6.1 Banc d'essai.....	48
5.6.2 Réponse vibratoire.....	48
5.6.3 Synthèse des résultats obtenus	49
5.7. Conclusion.....	50
6. CONCLUSION DE L'ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES SURPRESSEURS FIXES	51

IV ÈME CHAPITRE : IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT D'UN SYSTÈME SURPRESSEUR EMBARQUÉ 53

1. PRÉSENTATION DE L'ÉTUDE.....	53
2. IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS « BRETON TRANSPORT »	54
2.1. Introduction	54
2.1.1 Matériel utilisé.....	55
2.2. Identification des sources de bruit.....	55
2.2.1 Relevés sonométriques	55
2.2.2 Identifications des sources de bruit.....	56
2.3. Hiérarchisation des sources de bruit.....	57
2.3.1 Remarque concernant les puissances acoustiques des tracteurs utilisés.....	57
2.4. Conclusion de l'étude sur les camions « Breton Transport ».....	58
3. IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS « SUPERVAC ».....	59
3.1. Introduction	59
3.2. Identification des sources de bruit.....	59
3.3. Hiérarchisation des sources de bruit.....	61
3.4. Conclusion concernant les camions « SuperVac »	62
4. CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS « GAPVAX ».....	63
4.1. Introduction	63
4.2. Identification des sources de bruit.....	64
4.2.1 Relevés sonométriques	64
4.2.2 Identification des sources de bruit	65
4.3. Hiérarchisation de sources de bruit	67
4.4. Caractérisation des sources de bruit	67

4.5. Performances des silencieux.....	68
4.5.1 Performances du silencieux de refoulement	68
4.5.2 Performance du silencieux d'injection.....	70
4.6. Conclusion sur les camions « GapVAX »	71
5. CONCLUSION DE L'ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES EMBARQUÉS	72
V ÈME CHAPITRE : DÉVELOPPEMENT DE SOLUTIONS POUR LA RÉDUCTION DES SOURCES DE BRUIT	73
1. ÉMERGENCE DE CONCEPTS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT	73
1.1. Réduction du bruit de bouche.....	73
1.2. Réduction du bruit généré par la base	74
1.3. Réduction du bruit généré par le surpresseur	75
2. MISE AU POINT ET OPTIMISATION D'UN SILENCIEUX RÉACTIF-DISSIPATIF	76
2.1. Conception du silencieux.....	76
2.1.1 Paramètres caractéristiques des silencieux.....	76
2.1.2 Conception théorique du silencieux.....	77
2.1.3 Simulation du silencieux à l'aide du logiciel ASPIC.....	79
2.1.4 Conception pratique du silencieux.....	83
2.2. Optimisation du silencieux en laboratoire.....	84
2.2.1 Matériel utilisé.....	85
2.2.2 Résultats des mesures effectuées	85
2.2.3 Conclusion.....	88
2.3. Validation du silencieux « in situ ».....	89
2.3.1 Matériel utilisé.....	89
2.3.2 Montages expérimentaux.....	89
2.3.3 Résultats « in situ ».....	90
2.4. Conclusion.....	93
3. CONCEPTION VIBROACOUSTIQUE D'UNE BASE SILENCIEUSE	95
3.1. Introduction.....	95
3.2. Essais d'une double paroi	95
3.2.1 Matériel utilisé.....	95
3.2.2 Montage utilisé	95
3.2.3 Résultats expérimentaux.....	96
3.2.4 Conclusion.....	102
3.3. Essais d'une plaque doublée	103
3.3.1 Matériel utilisé.....	103
3.3.2 Montage utilisé	103
3.3.3 Résultats expérimentaux.....	104
3.4. Traitement viscoélastique par matériau contraint sur la structure	106
3.4.1 Présentation de l'étude	106
3.4.2 Modélisation d'un caisson à l'aide d'une approche « plaque équivalente » et du logiciel ADNR	106
3.4.3 Traitement viscoélastique de la base.....	114
3.4.4 Conclusion.....	130
4. ESSAIS SUR LE SURPRESSEUR	131
4.1. Présentation de l'étude.....	131
4.2. Modification du surpresseur.....	131
4.2.1 Matériel utilisé :.....	131
4.2.2 Montage utilisé :	132
4.2.3 Résultats expérimentaux.....	133
4.2.4 Conclusion.....	133
4.3. Caractérisation du surpresseur	134
5. CONCLUSION	135
VI ÈME CHAPITRE : CONCLUSION DE L'ÉTUDE.....	136
1. RAPPEL SUR LES SYSTÈMES SURPRESSEURS UTILISÉS.....	136
2. SYNTHÈSE DES RÉSULTATS OBTENUS.....	137
3. SYNTHÈSE DES MÉTHODES UTILISÉES	139
4. PERSPECTIVES Avenir.....	141

• Amortissement des structures vibrantes.....	141
• Modélisation numérique du comportement vibroacoustique des silencieux.....	141
• Modélisation hybride numérique-analytique du rayonnement des structures.....	141
• Modélisation du mécanisme de compression.....	141
VII ÈME CHAPITRE : ANNEXES ET APPENDICES.....	142
1. ANNEXES 1.....	142
1.1. Calcul de la vitesse quadratique moyenne en fonction de la fréquence.....	142
1.2. Outil de lissage exponentiel.....	142
2. ANNEXES 2.....	144
2.1. Cartographie du niveau d'intensité et hiérarchisation élémentaire par bande de 1/3 d'octave.....	144
2.1.1 Bande 1/3 d'octave des 630 Hz la base domine nettement.....	145
2.1.2 Bande 1/3 d'octave des 800 Hz : la base domine.....	146
2.1.3 Bande 1/3 d'octave des 1000 Hz : le surpresseur et la base dominant.....	147
2.1.4 Bande 1/3 d'octave des 1250 Hz : la base domine.....	148
2.1.5 Bande des 1600 Hz : la base domine.....	149
2.1.6 Bande des 2000 Hz : le surpresseur domine.....	150
2.2. Déformées en fonctionnement de la base.....	151
3. ANNEXES 3.....	155
3.1. Études des camions « Breton Transport ».....	155
3.2. Étude des camions « GapVAX ».....	158
4. ANNEXES 4.....	161
4.1. Mesures acoustiques en conduite en présence d'un écoulement à l'aide de deux microphones affleurants.....	161
4.1.1 Problématique.....	161
4.1.2 Recherche bibliographique.....	161
4.1.3 Mesure d'intensité en conduite avec écoulement à l'aide d'un doublet microphonique affleurant.....	162
4.1.4 Mise au point d'un silencieux réactif-dissipatif.....	164
4.1.5 Conception vibroacoustique d'une base silencieuse.....	166
5. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	173

Listes des figures

FIGURE II.1 : PHILANDER H. & FRANCIS M. ROOTS INVENTEURS DU PREMIER « <i>ROOTS BLOWER</i> » (SOURCE : ROOTS DIVISION OF DRESSER INDUSTRIES, INC.).....	2
FIGURE II.2 : SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE (SOURCE : HIBON INTERNATIONAL S.A.).....	3
FIGURE II.3 : EXEMPLE DE VITESSE QUADRATIQUE D'UNE STRUCTURE SIMPLE	6
FIGURE II.4 : EXEMPLE DE DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT D'UNE STRUCTURE SIMPLE	6
FIGURE II.5 : FACTEUR DE RAYONNEMENT TYPIQUE D'UNE STRUCTURE RÉELLE	8
FIGURE II.6 : MESURE EXPÉRIMENTALE DE L'INTENSITÉ ACOUSTIQUE	9
FIGURE II.7 : CALCUL DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE À PARTIR DE MESURES D'INTENSITÉ.....	10
FIGURE II.8 : CAS D'UNE SOURCE ACOUSTIQUE EXTÉRIEURE À LA SURFACE D'INTÉGRATION	11
FIGURE II.9 : MÉCANISMES VIBROACOUSTIQUES DE GÉNÉRATION DU BRUIT	12
FIGURE II.10 : SCHÉMA DE PRINCIPE DU FONCTIONNEMENT D'UN SURPRESSEUR TRILOBE (SOURCE : HIBON INC.) ...	17
FIGURE II.11 : SPECTRE DU NIVEAU DE PRESSION EN CONDUITE DU SURPRESSEUR.....	18
FIGURE III.1 : LOCALISATION DES POINTS DE MESURE DU NIVEAU DE PRESSION SELON AQ-901. (SOURCE : HIBON INC.).....	25
FIGURE III.2 : LOCALISATION DES POINTS DE MESURE DE VIBRATION SELON AQ-901 (SOURCE : HIBON INC.).....	25
FIGURE III.3 : CHAÎNE DE MESURE INTENSIMÉTRIQUE	26
FIGURE III.4 : CHAÎNE DE MESURE VIBRATOIRE	27
FIGURE III.5 : CHAÎNE DE MESURE VIBRATOIRE (MARTEAU D'IMPACT)	27
FIGURE III.6 : MONTAGE UTILISÉ POUR L'IDENTIFICATION DES SOURCES DE BRUIT (SOURCE : HIBON INC.)	30
FIGURE III.7 : SPECTRE 1/3 D'OCTAVE DU NIVEAU DE PRESSION MOYEN AUTOUR DU SYSTÈME SURPRESSEUR	31
FIGURE III.8 : SPECTRE DU NIVEAU DE PUISSANCE TOTAL DU SYSTÈME	32
FIGURE III.9 : CARTOGRAPHIE GLOBALE DU NIVEAU D'INTENSITÉ DU SYSTÈME SURPRESSEUR.	34
FIGURE III.10 : CHEMINEMENT DES EXCITATIONS POUR UN SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE.....	36
FIGURE III.11 : NIVEAU DE PUISSANCE DES DIFFÉRENTES COMPOSANTES DU SYSTÈME SURPRESSEUR	38
FIGURE III.12 : MONTAGE POUR L'ÉTUDE DE L'EXCITATION COMPLÈTE	39
FIGURE III.13 : VITESSE QUADRATIQUE DE LA BASE SOUMISE À L'ENSEMBLE DES EXCITATIONS	40
FIGURE III.14 : NIVEAU DE PUISSANCE DE LA BASE SOUMISE À L'ENSEMBLE DES EXCITATIONS	41
FIGURE III.15 : FACTEUR DE RAYONNEMENT (AVEC ET SANS LISSAGE DE COURBE) DE LA BASE SOUMISE À L'ENSEMBLE DES EXCITATIONS.....	41
FIGURE III.16 : CARTOGRAPHIE DES VITESSES VIBRATOIRES DE LA BASE (VUE ÉCLATÉE DE DESSUS).....	42
FIGURE III.17 : MONTAGE POUR L'ÉTUDE DE L'EXCITATION MÉCANIQUE.....	43
FIGURE III.18 : NIVEAU DE PUISSANCE TOTAL DU SYSTÈME AVEC EXCITATION MÉCANIQUE	44
FIGURE III.19 : SPECTRE DU NIVEAU DE PUISSANCE DE LA BASE AVEC EXCITATION MÉCANIQUE	45
FIGURE III.20 : MONTAGE POUR L'ÉTUDE DE L'EXCITATION AÉRAULIQUE DE LA BASE.....	46
FIGURE III.21 : MONTAGE POUR L'ÉTUDE DE L'EXCITATION AÉRAULIQUE DU SILENCIEUX (LE MANCHON DE RACCORDEMENT COMPORTE UN DÉCOUPLAGE MÉCANIQUE)	47
FIGURE III.22 : MONTAGE POUR LA CARACTÉRISATION DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DE LA BASE.	48
FIGURE III.23 : FONCTION DE RÉPONSE EN FRÉQUENCE DE LA BASE.....	48
FIGURE IV.24 : VUE D'ENSEMBLE DU CAMION « <i>BRETON TRANSPORT</i> » ET DES DIFFÉRENTS SOUS-SYSTÈMES	54
FIGURE IV.25 : RELEVÉ DES NIVEAUX DE PRESSION EN DB(A) À 3M. HORS TOUT DU CAMION	55
FIGURE IV.26 : VUE D'ENSEMBLE D'UN CAMION « <i>SUPERVAC</i> »	59
FIGURE IV.27 : VUE D'ENSEMBLE DES SOUS-SYSTÈMES	60
FIGURE IV.28 : VUE D'ENSEMBLE DU CAMION « <i>GAPVAX</i> ».....	63
FIGURE IV.29 : NIVEAUX DE PRESSION ACOUSTIQUE À 1M., 3M. ET 7M. DU CAMION	64
FIGURE IV.30 : NIVEAU DE PRESSION À 1M. DU CAMION COTÉ COLLECTEUR.....	64
FIGURE IV.31 : VUE DE DÉTAIL DU SYSTÈME SURPRESSEUR.....	65
FIGURE IV.32 : CARTOGRAPHIE INTENSIMÉTRIQUE DE TROIS FACES DU SYSTÈME SURPRESSEUR	66
FIGURE IV.33 RÉDUCTION DE BRUIT DU SILENCIEUX DE REFOULEMENT « <i>GAPVAX</i> » (1752 RPM 15" HG <i>OUTLET</i>)	69
FIGURE IV.34 : RÉDUCTION DE BRUIT DU SILENCIEUX D'INJECTION « <i>GAPVAX</i> » (1781 RPM 15" HG INJECTION)	70
FIGURE V.1 : CHAMBRE D'EXPANSION SIMPLE.....	77
FIGURE V.2 : PERTE PAR TRANSMISSION D'UNE CHAMBRE D'EXPANSION SIMPLE ($\sigma = 16$)	78
FIGURE V.3 : PERTE PAR TRANSMISSION DE DEUX CHAMBRES D'EXPANSION EN SÉRIE ACCORDÉES EN 1/4 ET 1/8 DE LONGUEUR D'ONDE. ($\sigma = 16$)	79

FIGURE V.4 : SIMULATION DE LA PERTE PAR TRANSMISSION (<i>TRANSMISSION LOSS</i>) DU SILENCIEUX (T=290K, M=0.08)	82
FIGURE V.5 : SIMULATION DE LA PERTE PAR INSERTION (<i>INSERTION LOSS</i>) DU SILENCIEUX (T=290K, M=0.08)	83
FIGURE V.6 : VUE D'ENSEMBLE DU SILENCIEUX AVEC SA TRAPPE D'ACCÈS POUR LE CHANGEMENT DES TUBES D'IMPÉDANCE	84
FIGURE V.7 : SCHÉMA DE L'ARRANGEMENT INTERNE DU SILENCIEUX OPTIMISÉ	85
FIGURE V.8 : MONTAGE POUR LA DÉTERMINATION EXPÉRIMENTALE DE LA RÉDUCTION DE BRUIT (N.R.)	86
FIGURE V.9 : RÉDUCTION DE BRUIT OBTENUE EN LABORATOIRE	86
FIGURE V.10 : MONTAGE POUR LA DÉTERMINATION EXPÉRIMENTALE DE LA PERTE PAR INSERTION (I.L.)	87
FIGURE V.11 : PERTE PAR INSERTION MESURÉE EN LABORATOIRE	88
FIGURE V.12 : MONTAGES EXPÉRIMENTAUX POUR LA DÉTERMINATION DE : A) LA RÉDUCTION DE BRUIT (N.R.) ET B) DE LA PERTE PAR INSERTION (I.L.)	89
FIGURE V.13 : SPECTRE EN ENTRÉE ET EN SORTIE DU SILENCIEUX SANS PRESSION DE SERVICE	90
FIGURE V.14 : RÉDUCTION DE BRUIT (N.R.) DU SILENCIEUX POUR PRESSION DE SERVICE DE 55158 Pa (8.00 PSI; R=1.54)	91
FIGURE V.15 : ARRANGEMENT GÉNÉRAL DU SILENCIEUX DANS SA VERSION « INDUSTRIELLE »	93
FIGURE V.16 : COMPARAISON DES PUISSANCES ACOUSTIQUES DE L'ANCIEN ET DU NOUVEAU SILENCIEUX POUR DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT PROCHES	94
FIGURE V.17 : NIVEAUX DE PRESSION COMPARÉS ENTRE LA BASE « SIMPLE » ET LA BASE DOUBLE « <i>TUBING</i> » AU POINT 1	96
FIGURE V.18 : PUISSANCES ACOUSTIQUES COMPARÉES DE LA BASE "SIMPLE" ET DE LA BASE « <i>DOUBLE TUBING</i> »	98
FIGURE V.19 : VITESSE QUADRATIQUE DE LA BASE « SIMPLE »	99
FIGURE V.20 : FACTEUR DE RAYONNEMENT DE LA BASE « SIMPLE » AVEC ET SANS LISSAGE DE COURBE	99
FIGURE V.21 : VITESSE QUADRATIQUE DE LA BASE « <i>DOUBLE TUBING</i> »	100
FIGURE V.22 : FACTEUR DE RAYONNEMENT DE LA BASE « <i>DOUBLE TUBING</i> » AVEC ET SANS LISSAGE DE COURBE	100
FIGURE V.23 : SCHÉMA DE PRINCIPE DE LA PLAQUE DOUBLÉE (VUE DE COUPE)	103
FIGURE V.24 : MONTAGE EXPÉRIMENTAL POUR LES MESURES SUR UNE PLAQUE SIMPLE (À GAUCHE) ET SUR UNE PLAQUE DOUBLÉE (À DROITE)	103
FIGURE V.25 : ADMITTANCES COMPARÉES D'UNE PLAQUE SIMPLE ET D'UNE PLAQUE DOUBLÉE	105
FIGURE V.26 : VUE D'ENSEMBLE DU CAISSON À MODÉLISER (SOURCE : HIBON INC.)	106
FIGURE V.27 : MODÉLISATION DU CAISSON PAR UNE PLAQUE SIMPLE	107
FIGURE V.28 : DÉFORMÉE MODALE DE LA PLAQUE SIMPLE UTILISÉE À LA FRÉQUENCE DE 253.7 Hz (MODE 1,1)	108
FIGURE V.29 : MODÉLISATION D'UNE DES PLAQUES DU CAISSON	109
FIGURE V.30 : MODÉLISATION DE L'ENSEMBLE DES PLAQUES (PLAQUE ÉQUIVALENTE)	109
FIGURE V.31 : DÉTERMINATION DU MODULE DE RAIDEUR ÉLASTIQUE	109
FIGURE V.32 : PLAQUE ÉQUIVALENTE UTILISÉE DANS LE LOGICIEL ADN R	110
FIGURE V.33 : DÉFORMÉE DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE À LA FRÉQUENCE DE 252.7 Hz (1 ^{ER} MODE)	111
FIGURE V.34 : VITESSES QUADRATIQUES COMPARÉES DE LA PLAQUE SIMPLE ET DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE	112
FIGURE V.35 : DÉFORMÉE DU MODE (1,1) À LA FRÉQUENCE DE 29.7 Hz	113
FIGURE V.36 : DÉFORMÉE DU DOUBLE MODE (2,1) ET (1,2) À LA FRÉQUENCE DE 74.3Hz DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE AVEC LES MODULES DES RAIDEURS NULLES	113
FIGURE V.37 : INFLUENCE DE L'ÉPAISSEUR DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E=1.10 ⁹ Pa)	116
FIGURE V.38 : INFLUENCE DE L'ÉPAISSEUR DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E=1.10 ⁸ Pa)	117
FIGURE V.39 : INFLUENCE DE L'ÉPAISSEUR DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E=1.10 ⁷ Pa)	117
FIGURE V.40 : INFLUENCE DE L'ÉPAISSEUR DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E=1.10 ⁶ Pa)	118
FIGURE V.41 : INFLUENCE DU MODULE D'YOUNG DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E= 0.25 MM)	118
FIGURE V.42 : INFLUENCE DU MODULE D'YOUNG DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E= 0.5 MM)	119
FIGURE V.43 : INFLUENCE DU MODULE D'YOUNG DE LA COUCHE VISCOÉLASTIQUE (E= 1 MM)	119
FIGURE V.44 : COMPARAISON DES MODULES D'YOUNG DES DEUX MATÉRIAUX VISCOÉLASTIQUES	120
FIGURE V.45 : COMPARAISON DES FACTEURS DE PERTE DES DEUX MATÉRIAUX VISCOÉLASTIQUES	121
FIGURE V.46 : TRAITEMENT DYAD 606	121
FIGURE V.47 : TRAITEMENT ISD 112	122
FIGURE V.48 : UTILISATION DU DYAD 606	123
FIGURE V.49 : TRAITEMENT AVEC LE ISD 112	123
FIGURE V.50 : DYAD 606 A 60C ET ÉPAISSEUR DE LA COUCHE CONTRAIGNANTE	125

FIGURE V.51 : INFLUENCE DES DIFFÉRENTS TRAITEMENTS VISCOÉLASTIQUES SUR LA VITESSE QUADRATIQUE DE LA STRUCTURE.....	126
FIGURE V.52 : INFLUENCE DU TRAITEMENT VISCOÉLASTIQUE SUR LE FACTEUR DE RAYONNEMENT DE LA STRUCTURE	127
FIGURE V.53 : INFLUENCE DES DIFFÉRENTS TRAITEMENTS VISCOÉLASTIQUES SUR LA PUISSANCE RAYONNÉE DE LA STRUCTURE.....	128
FIGURE V.54 : VUE DE D'ENSEMBLE DU SURPRESSEUR MONTÉ ENTRE LES DEUX PETITES CONDUITES	132
FIGURE V.55 : VU DE DÉTAIL DES PLATEAUX DU SURPRESSEUR (COTÉ ENGRENAGES) AVEC ÉTANCHÉITÉ RENFORCÉE	133
FIGURE VI.56 : ESTIMATION DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE EN dB(A) DU SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE UTILISANT LE XN 8045	138
FIGURE VII.1 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 630 Hz.....	145
FIGURE VII.2 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 800 Hz.....	146
FIGURE VII.3 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 1000 Hz.....	147
FIGURE VII.4 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 1250 Hz.....	148
FIGURE VII.5 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 1600 Hz.....	149
FIGURE VII.6 : CARTOGRAPHIE, BANDE DES 2000 Hz.....	150
FIGURE VII.7 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 275 Hz.....	151
FIGURE VII.8 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 545 Hz.....	151
FIGURE VII.9 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 716 Hz.....	152
FIGURE VII.10 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 866 Hz.....	152
FIGURE VII.11 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 977 Hz.....	153
FIGURE VII.12 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 1130 Hz.....	153
FIGURE VII.13 : DÉFORMÉE EN FONCTIONNEMENT DE LA BASE À 1460 Hz.....	154
FIGURE VII.14 : SPECTRE DU NIVEAU DE PRESSION À PROXIMITÉ DU REFOULEMENT	155
FIGURE VII.15 : SPECTRE DU NIVEAU DE PRESSION À PROXIMITÉ DE L'ASPIRATION	156
FIGURE VII.16 : SPECTRE CARACTÉRISTIQUE DU BRUIT DU TRACTEUR « VOLVO »	157
FIGURE VII.17 : SPECTRE CARACTÉRISTIQUE DU BRUIT DU SURPRESSEUR	157
FIGURE VII.18 : ALLURE TEMPORELLE DE LA FLUCTUATION DE PRESSION EN CONDUITE AU REFOULEMENT DU SURPRESSEUR (À 15"HG ET 24"HG DE VIDE)	158
FIGURE VII.19 : RÉDUCTION DE BRUIT (15 IN. HG).....	159
FIGURE VII.20 : RÉDUCTION DE BRUIT (24 IN. HG).....	159
FIGURE VII.21 : RÉDUCTION DE BRUIT (15 IN. HG).....	160
FIGURE VII.22 : RÉDUCTION DE BRUIT (24 IN. HG).....	160
FIGURE VII.23 : RÉDUCTION DE BRUIT OBTENUE « IN-SITU » POUR 0 ET 2 PSI.....	164
FIGURE VII.24 : RÉDUCTION DE BRUIT OBTENUE « IN-SITU » POUR 4 ET 6 PSI.....	165
FIGURE VII.25 : PLAN DE CONSTRUCTION DE LA BASE « SIMPLE »	166
FIGURE VII.26 : PLAN DE CONSTRUCTION DE LA BASE « DOUBLE TUBING ».....	166
FIGURE VII.27 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 1 ET 2 DE LA BASE « SIMPLE »	167
FIGURE VII.28 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 3 ET 4 DE LA BASE « SIMPLE »	168
FIGURE VII.29 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 5 ET 6 DE LA BASE « SIMPLE »	169
FIGURE VII.30 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 1 ET 2 DE LA BASE « DOUBLE TUBING »	170
FIGURE VII.31 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 3 ET 4 DE LA BASE « DOUBLE TUBING »	171
FIGURE VII.32 : VITESSE QUADRATIQUE DES FACES 5 ET 6 DE LA BASE « DOUBLE TUBING »	172

Listes des tableaux

TABLEAU III-1 : FRÉQUENCES ET BANDES 1/3 D'OCTAVES DES HARMONIQUES DE LA PULSATION FONDAMENTALE DE L'ÉCOULEMENT	32
TABLEAU III-2 : SÉPARATION DES TYPES D'EXCITATIONS POUR UN SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE.....	35
TABLEAU III-3 : MODES PROPRES ET AMORTISSEMENT DE LA BASE « STANDARD »	49
TABLEAU III-4 : PARTICIPATION DES DIFFÉRENTES SOURCES AU BRUIT DU SYSTÈME SURPRESSEUR FIXE.....	50
TABLEAU IV-1 : SÉPARATION DES SOURCES ACTIVES ET DES SOURCES RÉACTIVES (PASSIVES).....	57
TABLEAU IV-2 : HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT OBTENUES AVEC LE TRACTEUR « VOLVO ».....	57
TABLEAU IV-3 : SÉPARATION DES SOURCES ACTIVES ET DES SOURCES RÉACTIVES (PASSIVES) DU CAMION « SUPERVAC ».....	61
TABLEAU IV-4 : HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT DU CAMION « SUPERVAC ».....	61
TABLEAU IV-5 : NIVEAU DE PRESSION À L'ADMISSION, AU REFOULEMENT ET À L'INJECTION DU SURPRESSEUR.	67
TABLEAU V-1 : EMERGENCE DE CONCEPTS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT DE BOUCHE	73
TABLEAU V-2 : EMERGENCE DE CONCEPTS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT GÉNÉRÉ PAR LA BASE.....	74
TABLEAU V-3 : EMERGENCE DE CONCEPTS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT GÉNÉRÉ PAR LE SURPRESSEUR	75
TABLEAU V-4 : VALEUR DE FLUCTUATION DE PRESSION EN SORTIE DE LA BASE	101
TABLEAU V-5 : COMPARAISON DES PUISSANCES ACOUSTIQUES DES DIFFÉRENTES BASES UTILISÉES	102
TABLEAU V-6 : FRÉQUENCES PROPRES ET AMORTISSEMENTS COMPARÉS D'UNE PLAQUE SIMPLE ET D'UNE PLAQUE DOUBLÉE	104
TABLEAU V-7 : CARACTÉRISTIQUES DE LA PLAQUE SIMPLE UTILISÉE	107
TABLEAU V-8 : FRÉQUENCES PROPRES DE LA PLAQUE SIMPLE UTILISÉE.....	108
TABLEAU V-9 : FRÉQUENCES PROPRES DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE UTILISÉE	111
TABLEAU V-10 : COMPARAISONS DES FRÉQUENCES PROPRES DE LA PLAQUE SIMPLE ET DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE	112
TABLEAU V-10 : RELATIONS ENTRE FRÉQUENCES PROPRES ET MODULES DES RAIDEURS DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE	114
TABLEAU V-11 : CARACTÉRISTIQUES DE LA PLAQUE ÉQUIVALENTE UTILISÉE (STRUCTURE À CONTRÔLER)	115
TABLEAU V-12 : CARACTÉRISTIQUES DE LA PLAQUE CONTRAIGNANTE UTILISÉE (IDENTIQUE À LA STRUCTURE À CONTRÔLER).....	116
TABLEAU V-13 : CARACTÉRISTIQUES DU MATÉRIAU VISCOÉLASTIQUE UTILISÉ.....	116
TABLEAU V-14 : CARACTÉRISTIQUES DU ISD 112.....	120
TABLEAU V-15 : CARACTÉRISTIQUES DU ISD 112.....	120
TABLEAU V-16 : NIVEAU DE VITESSE QUADRATIQUE MOYENNE OBTENU APRÈS DEUX TYPES DE TRAITEMENTS VISCOÉLASTIQUES.....	122
TABLEAU V-17 : COMPARAISON DES NIVEAUX VIBRATOIRES APRÈS TRAITEMENT AVEC DYAD 606 À 20C ET 60C..	124
TABLEAU V-18 : INFLUENCE DU TRAITEMENT VISCOÉLASTIQUE UTILISÉ SUR LES PRINCIPAUX INDICATEURS VIBROACOUSTIQUES	128
TABLEAU VI-1 : COMPARAISON DES PUISSANCES ACOUSTIQUES EN dB(A) OBTENUES AVEC LES PISTES DE SOLUTIONS ACTUELLES ET LES RÉDUCTIONS ATTENDUES.....	137

Lexique

Admission (*inlet*) : désigne l'ouverture à l'entrée du surpresseur.

Base : caisson parallélépipédique servant de support et de silencieux de refoulement sur les systèmes fixes

Bilobe : caractérise l'ancien profil des pistons qui ressemblaient à un « 8 ».

Bride : désigne la connexion du surpresseur pour les différentes tuyauteries.

Bruit de bouche : terme courant désignant le bruit à l'échappement d'une conduite.

Bruit de ligne : terme courant désignant la fluctuation de pression à l'intérieur d'une conduite.

Corps (*casting*) : désigne le carter du surpresseur contenant les pistons rotatifs.

Chambres : désigne les volumes emprisonnés entre les pistons et les parois intérieures du corps.

Collecteur (*manifold*) : dispositif permettant la connexion de la tuyauterie d'injection et de refoulement.

Échappement : désigne l'ouverture d'une conduite vers l'atmosphère ambiante.

Injection : désigne l'ouverture permettant l'injection d'un fluide lors de la phase de transfert.

Lobes : parties symétriques des pistons rotatifs (« les feuilles du trèfle »)

Pignons : engrenages servant à la synchronisation des pistons rotatifs.

Pistons : pièce mécanique en rotation et permettant le transfert du fluide.

Plateaux : partie extérieure au corps du surpresseur.

Refoulement (*outlet*) : désigne l'ouverture à la sortie du surpresseur.

S.I.A.V. : désigne un type de surpresseur commercialisé par HIBON et comportant une injection.

Surpresseur (*blower*) : pompe volumétrique.

Système surpresseur : système mécanique comportant un surpresseur et tous les éléments nécessaires à une application donnée

Trilobe : caractérise le nouveau profil des pistons en forme de « trèfle à trois feuille »

I ER CHAPITRE : INTRODUCTION

Les surpresseurs volumétriques sont des dispositifs de pompage de gaz utilisés dans de nombreux domaines de l'industrie (agro-alimentaire, traitement des eaux, industries chimiques...etc.).

Le bruit généré par les équipements industriels utilisant de tels surpresseurs est important et dépasse largement les normes de santé et sécurité au travail. Par ailleurs, ces équipements sont complexes et particulièrement intéressants pour qui souhaite appliquer des connaissances théoriques et pratiques à la résolution d'un problème concret.

Les objectifs de ce projet de Maîtrise sont donc doubles :

- D'une part d'identifier de caractériser et de hiérarchiser le plus précisément possible les sources de bruit d'un surpresseur.
- D'autre part de développer des concepts novateurs visant à réduire le bruit d'une manière compatible avec les contraintes de production, de coût et de performance.

La méthodologie développées repose sur quatre phases distinctes :

- L'identification, la caractérisation et la hiérarchisation des sources de bruit d'un système surpresseur fixe et d'un système surpresseur embarqué se fera au moyen des outils suivants : Intensimétrie, Déformées en fonctionnement, Méthodes indirectes et découplages des sous-systèmes.
- La réalisation d'une émergence de concepts en vue de réduire le bruit des sources dominantes.
- La réalisation d'un prototype incluant les modifications sélectionnées.
- La validation et l'optimisation des solutions sur site.

Enfin, notons que ce projet réalisé en collaboration avec la compagnie HIBON s'inscrit dans la lignée des travaux effectués par le G.A.U.S. en matière de simulation du comportement vibro-acoustique des structures et de lutte contre le bruit en milieu industriel.

II ÈME CHAPITRE : ÉTAT DES CONNAISSANCES

1. PETIT HISTORIQUE DU SURPRESSEUR À PISTONS ROTATIFS

C'est en 1854 que deux frères, Philander H. et Francis M. ROOTS, propriétaires d'une filature lainière à Connersville (Indiana) inventèrent le surpresseur à pistons rotatifs.

Dans un premier temps le surpresseur est utilisé pour l'alimentation en air des forges, pour la ventilation des mines, pour le soufflage des cubilots en fonderie et même pour la propulsion d'une rame de métro à New York !

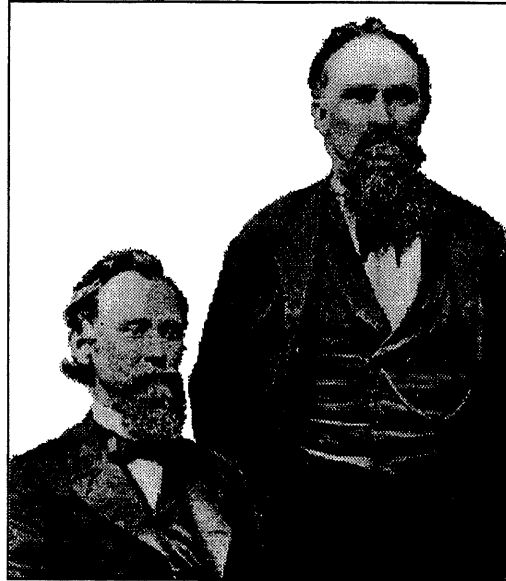


Figure II.1 : Philander H. & Francis M. Roots inventeurs du premier « *Roots Blower* » (Source : Roots Division of Dresser Industries, Inc.)

De nos jours, les surpresseurs à pistons rotatifs sont utilisés dans tous les grands secteurs de l'industrie (industrie chimique et nucléaire, agro-alimentaire, traitement des eaux...) pour le pompage de gaz ou de vapeurs.

Nous pouvons retrouver ces surpresseurs intégrés au sein de systèmes fixes (installations industrielles) ou mobiles (camions, par exemple) ; nous parlons dans le premier cas de « systèmes surpresseurs fixes » et dans le deuxième cas de « systèmes surpresseurs embarqués ».

Les surpresseurs ont la particularité d'effectuer un transfert volumétrique du fluide : il n'y a pas de compression interne et le fluide est transféré à pression constante (à la différence des compresseurs) ; c'est là par principe même un phénomène source de fluctuations de pression et donc de bruit.

Cependant, le niveau de bruit généré par les équipements industriels utilisant de tels surpresseurs est trop important et dépasse les normes de santé et sécurité au travail.

Telle est la justification d'un projet expérimental d'identification et de réduction du bruit des surpresseurs industriels.

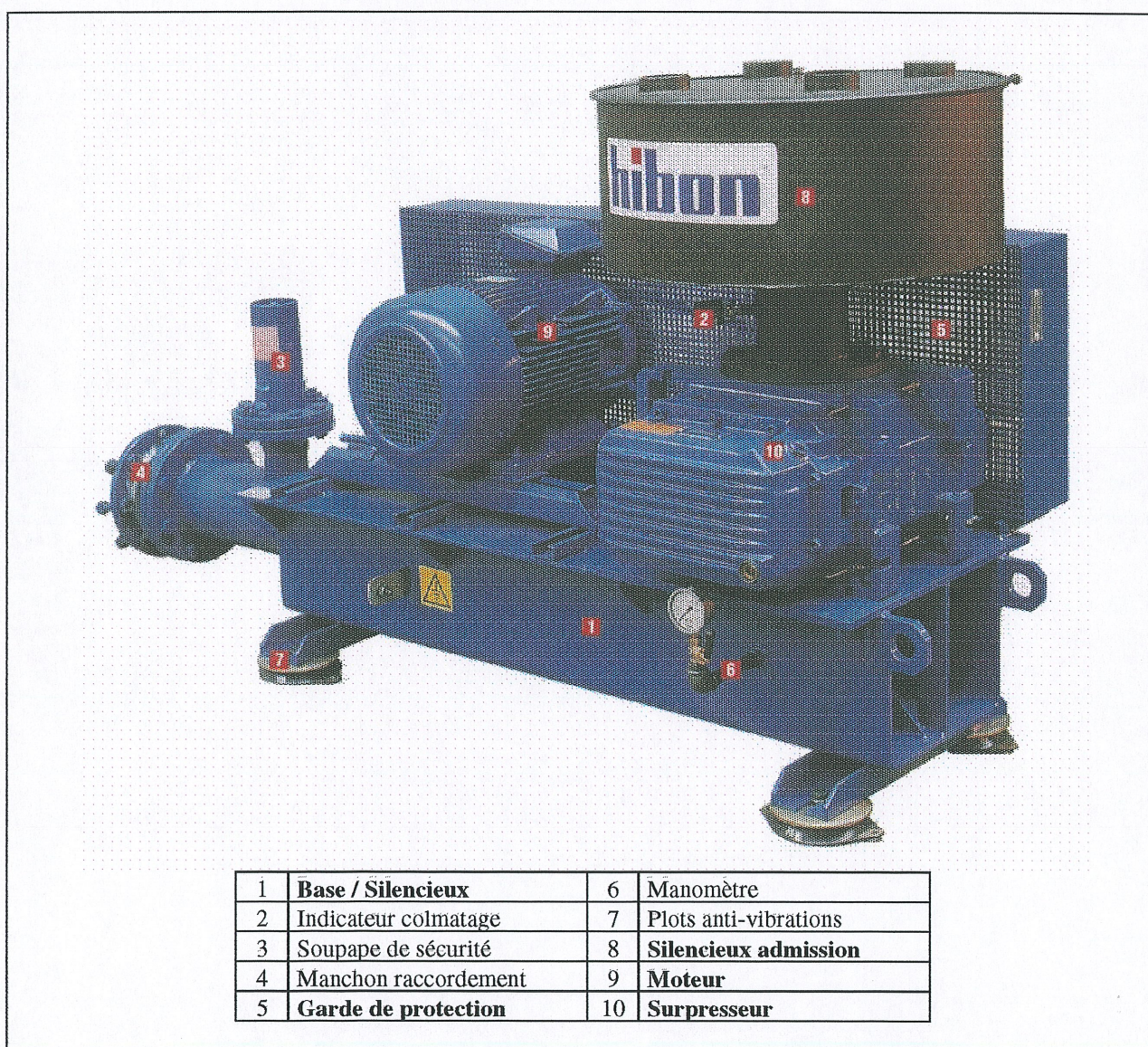


Figure II.2 : Système surpresseur fixe (Source : HIBON International S.A.)

2. EXPOSÉ DE LA PROBLÉMATIQUE

Le projet concerne la réduction des sources de bruit d'une machine peu étudiée au plan acoustique comme nous le verrons lors de « l'état des connaissances » en page 16.

Les questions que l'on peut d'ores et déjà poser sont les suivantes :

“D'où vient le bruit de la machine ?”

“Comment le bruit est-il généré ?”

“Comment rendre plus silencieuse la machine ?”

La problématique comporte donc les trois composantes suivantes :

- Une approche systématique visant l'analyse des sources de bruit d'un système inconnu.

L'identification, la caractérisation et la hiérarchisation des sources de bruit de la machine sont les premières étapes indispensables, elles permettront également d'établir une priorité de réduction des différentes sources. Cette approche sera développée dans le chapitre 2 sur un système surpresseur fixe, puis dans un deuxième temps dans le chapitre 3 sur un système surpresseur embarqué.

- Une réflexion théorique et pratique sur les phénomènes à l'origine du bruit de cette machine.

Une compréhension tant sur le plan théorique que sur le plan pratique des phénomènes à la base de la génération du bruit de la machine est nécessaire. De même il est important de quantifier l'influence des différentes modifications possibles sur le comportement de la machine. Cette réflexion sera entamée au début du chapitre 4 ; nous aurons au préalable révisé (dans la suite du chapitre actuel) les mécanismes de génération du bruit d'un point de vue vibroacoustique.

- Une approche de conception pour la mise au point et la validation d'un prototype à bruit réduit.

La réalisation d'un prototype incluant les modifications sélectionnées ainsi que la validation et l'optimisation des solutions sur site nécessiteront une conception nouvelle. Celle-ci tiendra compte des contraintes de production, de coût et de performances. La fin du chapitre 4 traitera des pistes de solutions trouvées ainsi que des résultats des essais préliminaires sur le prototype.

3. ANALYSE DE L'ÉTAT DE LA QUESTION

3.1. Les concepts de base de vibroacoustique

La maîtrise du bruit d'un système ne peut se faire que si l'on comprend bien le mécanisme de génération du bruit d'un point de vue vibroacoustique.

3.1.1 L'excitation

L'excitation, c'est à dire les forces qui agissent sur la structure et provoquent la vibration, est classée par NICOLAS [1] en trois catégories : mécanique, aérienne ou aéraulique. Ces excitations s'appliquent à la structure sous différentes formes : forces ponctuelles et forces surfaciques essentiellement, ce qui englobe moments, pressions, contraintes...

Elles possèdent des caractéristiques propres telles que l'amplitude et la fréquence, mais également des caractéristiques spatiales : position, direction, fluctuations temporelles...

Il est important de souligner que l'excitation varie en fonction de la fréquence et que par conséquent le spectre d'excitation n'est en pratique jamais uniforme (spectre blanc).

De plus, si l'excitation provient d'un élément mécanique dans une structure à très forte masse et raideur, l'excitation se communiquera sous la forme d'une vitesse (source équivalente de vitesse) si au contraire la structure est légère et souple, l'excitation se communiquera sous forme de force (source équivalente de force).

3.1.2 La structure

La structure élémentaire est caractérisée par sa réponse vibratoire :

En moyennes fréquences, le comportement modal domine; nous nous intéressons aux fréquences et modes propres ainsi qu'à l'amortissement. Le principal indicateur de la réponse vibratoire d'une structure est la vitesse quadratique $\langle V^2 \rangle$; elle correspond à une intégration spatio-temporelle de la vitesse instantanée en des points de la structure.

La structure dans un système mécanique (avec excitations réelles, conditions limites inconnues et couplage avec les autres structures des sous-systèmes) est caractérisée principalement par sa **vitesse quadratique** et sa **déformée en fonctionnement**. Un exemple de vitesse quadratique d'une structure réelle est donné à la Figure II.3 ; de même une déformée en fonctionnement d'une plaque simple est donné à la Figure II.4.

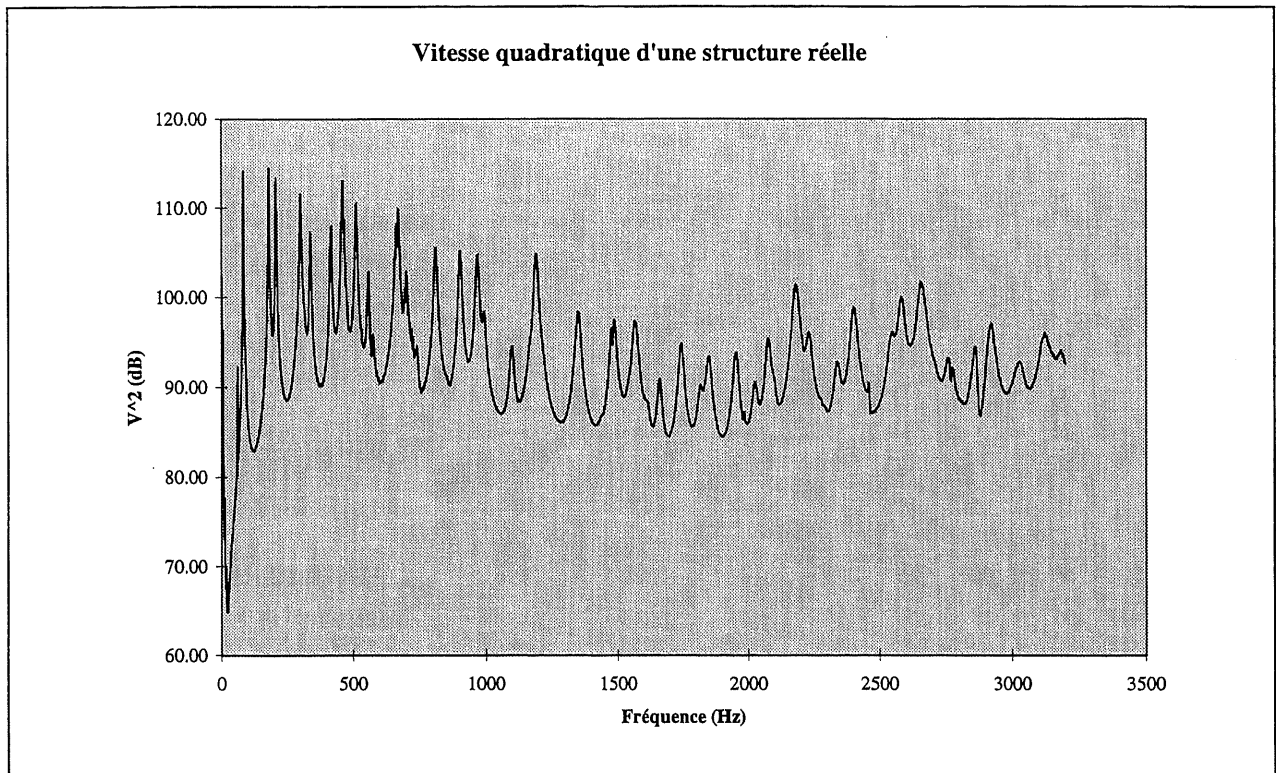


Figure II.3 : Exemple de vitesse quadratique d'une structure simple

Notons, que les pics correspondent aux résonances, il y a alors coïncidence entre les fréquences d'excitation et les fréquences propres de la structure

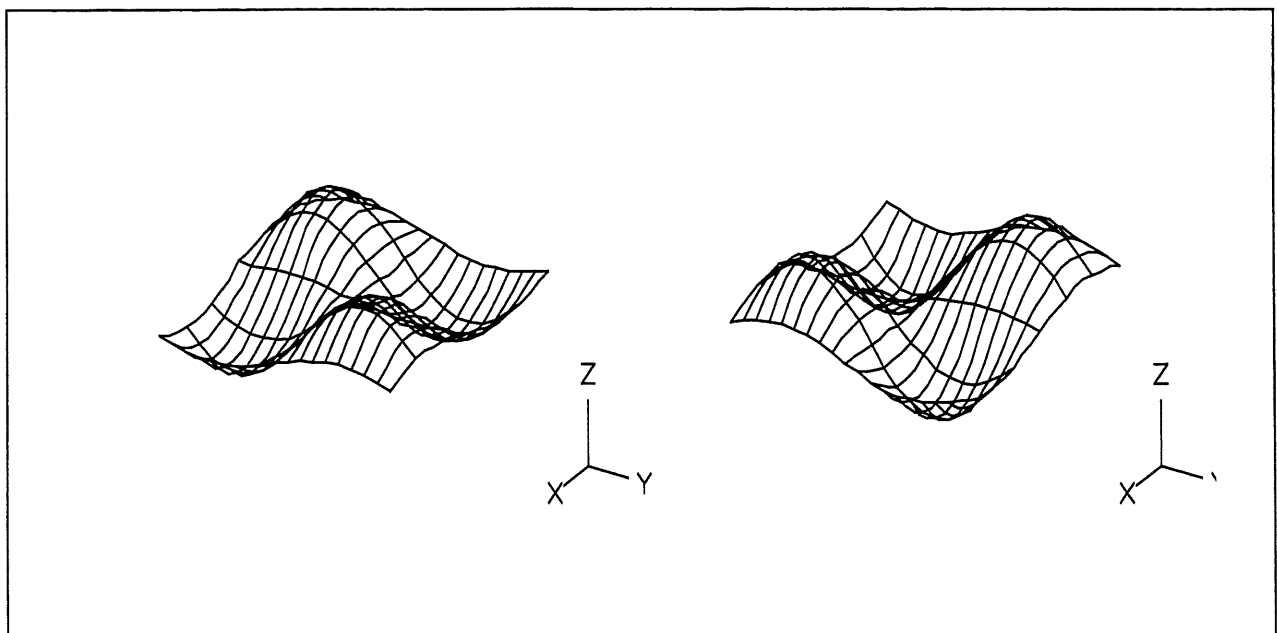


Figure II.4 : Exemple de déformée en fonctionnement d'une structure simple

3.1.3 Le rayonnement

Le rayonnement traduit la capacité d'une structure en vibration à émettre un bruit.

Le rayonnement d'une structure est essentiellement caractérisé par deux indicateurs : **le facteur de rayonnement et la fréquence critique.**

♦ Le facteur de rayonnement

Le facteur de rayonnement indique en fonction de la fréquence l'efficacité du couplage entre la structure et le milieu fluide environnant, il est défini de la manière suivante :

$$\sigma = \frac{W}{\rho_0 c_0 S \langle V \rangle^2} \quad (\text{II-1})$$

où W est la puissance acoustique rayonnée de la structure, S la surface de la structure, $\langle V \rangle^2$ la vitesse quadratique de la structure et $\rho_0 c_0$ l'impédance acoustique du milieu fluide.

Un facteur de rayonnement élevé indique qu'une part importante de l'énergie vibratoire est transformée en rayonnement acoustique, au contraire un facteur de rayonnement faible indique que l'énergie vibratoire n'est pas rayonnée sous forme acoustique : elle reste dans la structure.

♦ La fréquence critique

La fréquence critique est une fréquence particulière au-delà de laquelle les vibrations génèrent beaucoup de bruit ; elle est fonction des caractéristiques propres à la structure (nature des matériaux, épaisseur...) et du milieu ambiant (air, gaz, eau...) ; elle est donnée par la formule :

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho h}{D}} \text{ avec } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (\text{II-1})$$

où C_0 est la vitesse du son dans l'air, ρ la masse volumique du matériau de la structure, E le module d'Young du matériau, h l'épaisseur du matériau et ν le coefficient de Poisson du matériau.

Elle correspond à la fréquence pour laquelle la longueur d'onde acoustique dans le fluide et la longueur d'onde dans la structure sont identiques.

En dessous de la fréquence critique, la longueur d'onde dans la structure est plus petite que dans le fluide, le rayonnement est faible.

A l'inverse, au-dessus de la fréquence critique, la longueur d'onde dans la structure est plus grande que dans le fluide, le rayonnement est maximum ($\sigma = 1$).

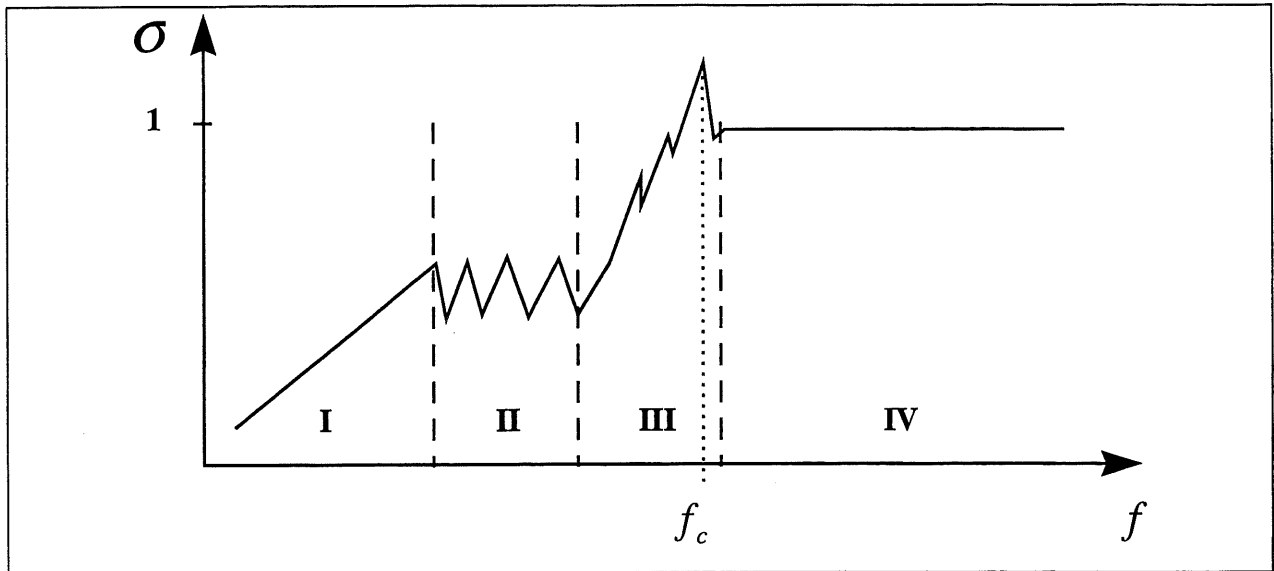


Figure II.5 : Facteur de rayonnement typique d'une structure réelle

Ainsi nous distinguons habituellement quatre zones clefs :

- Zone I : $\sigma \ll 1$ pour $f \ll f_c$: rayonnement du type piston, avant le premier mode, rayonnement très faible.
- Zone II : $\sigma < 1$ pour $f < f_c$: rayonnement multipolaire, zone de court-circuit acoustique, rayonnement faible.
- Zone III : la longueur d'onde de la structure se rapproche de la longueur d'onde du fluide : rayonnement croissant et hyper-rayonnement ($\sigma > 1$) pour $f \approx f_c$.
- Zone IV : la longueur d'onde de la structure est supérieure à la longueur d'onde du fluide : fort rayonnement maximum ($\sigma = 1$) pour $f \gg f_c$.

♦ La réponse acoustique

La réponse acoustique de la structure est caractérisée par plusieurs indicateurs : le **niveau de pression** acoustique (L_p), le **niveau d'intensité** acoustique (L_i), le **niveau de puissance** acoustique (L_w) et le **facteur de directivité** (Q_e).

Ces notions fondamentales d'acoustique sont abordées en détail dans de nombreux ouvrages tels que ceux de PIERCE [2] ou WOOD [3] et nous ne retiendrons ici que les points essentiels.

♦ Pression acoustique

Nous nous rapportons aux notes de cours de NICOLAS [1] ; le niveau de pression (L_p) est défini par la relation :

$$Lp = 20 \log_{10} \frac{p_{\text{mesurée}}}{p_{\text{référence}}} \text{ où } p_{\text{référence}} = 2.10^{-5} \text{ Pa} \quad (\text{II-1})$$

◇ Intensité acoustique

L'intensité acoustique est une grandeur vectorielle qui indique non seulement le niveau, mais aussi le sens et la direction de propagation de l'énergie acoustique ; elle correspond à un flux d'énergie à travers une surface unitaire donnée.

Elle est définie par la formule :

$$\vec{I} = \langle p \cdot \vec{U} \rangle \quad (\text{II-1})$$

Des auteurs comme FAHY [4], GADE [5] ou NICOLAS [6] en ont défini les principes et les limitations : en particulier, la mesure intensimétrique est très sensible à l'erreur de phase entre les deux micros; et nous utilisons en pratique l'indicateur Li-Lp pour détecter tout problème majeur lors des mesures.

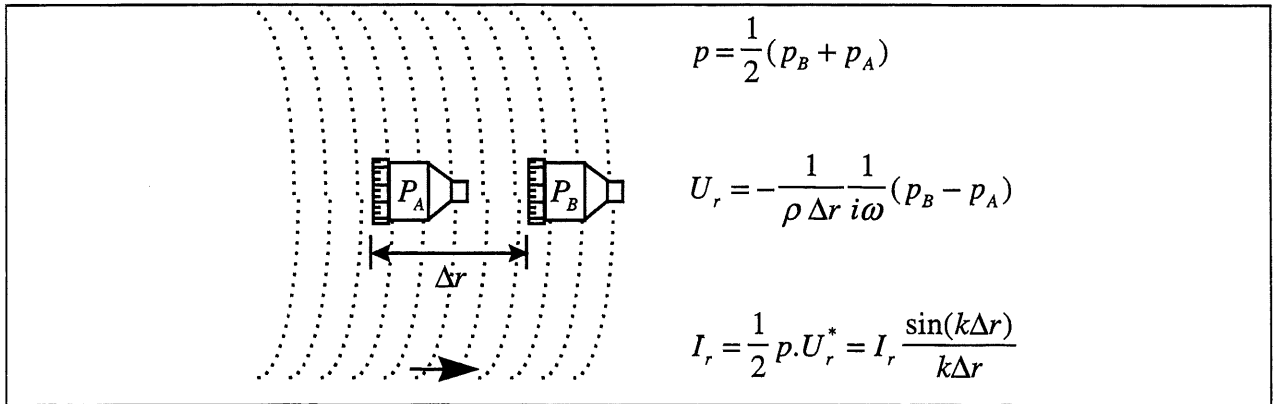


Figure II.6 : Mesure expérimentale de l'intensité acoustique

En pratique, les mesures s'effectuent à l'aide d'une **sonde intensimétrique** (composée d'un doublet microphonique), nous estimons l'intensité acoustique à l'aide de l'interspectre des deux signaux du doublet de la sonde intensimétrique selon la formule suivante :

$$\hat{I}_r = -\frac{1}{\omega \rho \Delta r} \text{Im}(G_{AB}) \quad (\text{II-2})$$

L'intensité acoustique exacte I_r est estimée par \hat{I}_r avec une erreur de l'ordre de $\frac{\sin(k\Delta r)}{k\Delta r}$, ceci conduit à erreur en B.F. due à l'erreur de phase du doublet microphonique (*phasemismatch*) et à une erreur d'approximation finie en H.F. (*approximation error*).

Les autres sources d'erreur (mauvais alignement des microphones, erreur de proximité, etc.) ont été répertoriées et analysées par NICOLAS et LEMIRE [6].

Enfin, nous noterons que le niveau d'intensité (Li) est défini par la relation :

$$Li = 10 \log_{10} \frac{I_{mesurée}}{I_{référence}} \text{ où } I_{référence} = 10^{-12} \text{ W / m}^2 \quad (\text{II-3})$$

◇ Puissance acoustique

La détermination du niveau de puissance rayonnée par une structure peut être faite à partir des mesures d'intensité effectuées sur une surface enveloppant la structure. En effet, puisque l'intensité correspond à une puissance acoustique rapportée à une surface unitaire donnée ainsi que le rappelle GADE [7], l'intégration (en pratique, la sommation) sur toute la surface de la composante normale à la surface du vecteur intensité donne directement la puissance acoustique de la source.

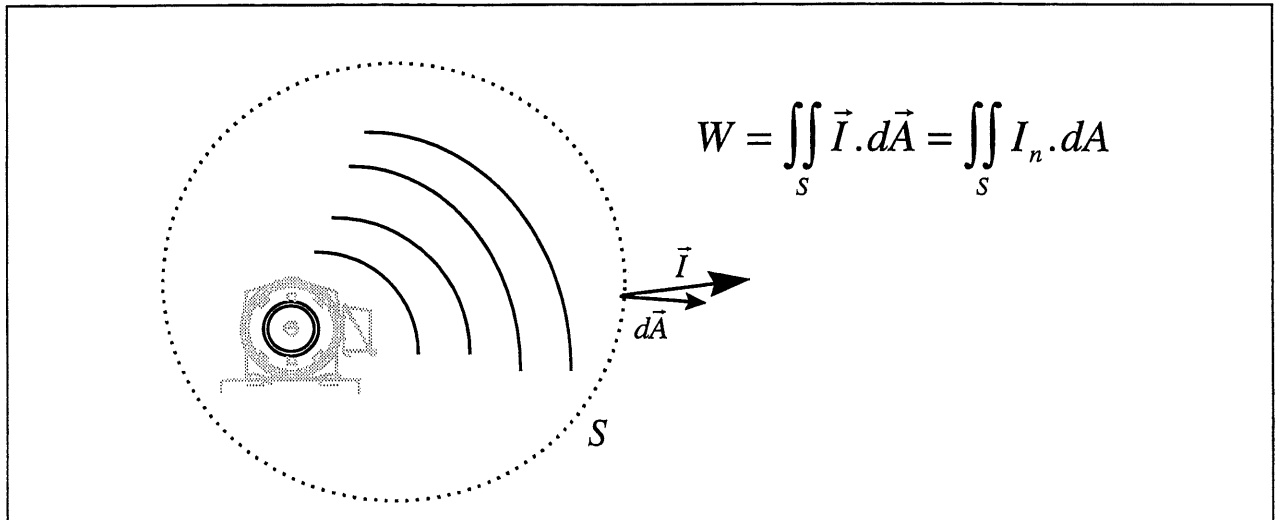


Figure II.7 : Calcul de la puissance acoustique à partir de mesures d'intensité

L'intérêt de cette méthode réside dans le fait que les sources extérieures à l'enveloppe ne peuvent pas influencer la mesure (ceci résulte du théorème de GAUSS est n'est valable que s'il n'existe pas d'absorbant à l'intérieur de la surface d'intégration).

De plus c'est une méthode robuste qui peut être faite dans n'importe quel environnement (mais la puissance acoustique de la structure est, elle, influencée par l'impédance de l'environnement), en champ proche ou lointain (il suffit de s'assurer de prendre un nombre de points suffisants en champ proche) et la surface d'intégration (c'est à dire la surface de mesure) peut être quelconque.

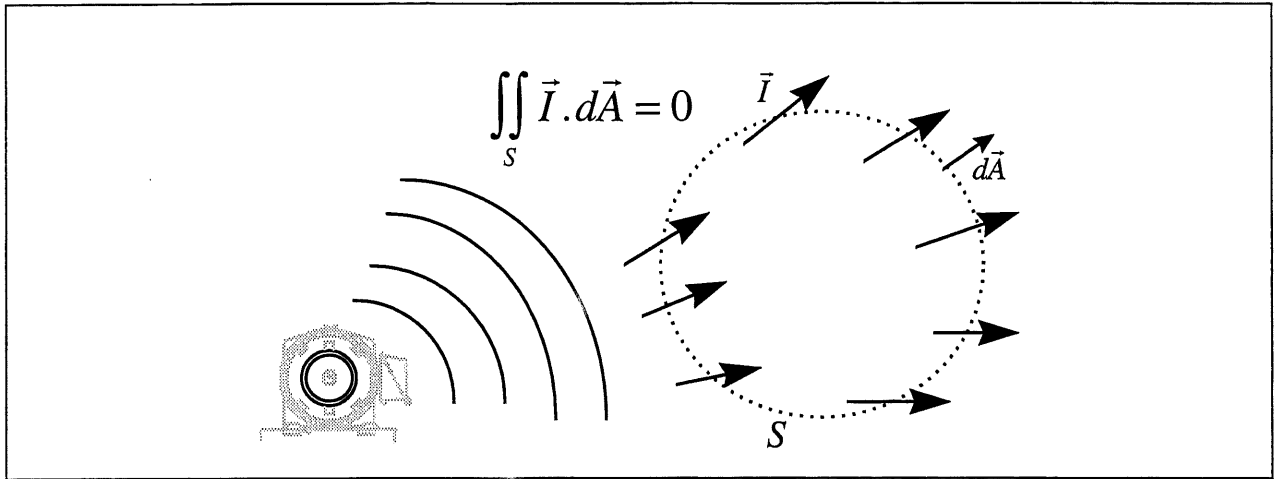


Figure II.8 : Cas d'une source acoustique extérieure à la surface d'intégration

Enfin, nous noterons également que le niveau de puissance (L_w) est défini par la relation :

$$L_w = 10 \log_{10} \frac{W_{\text{mesurée}}}{W_{\text{référence}}} \text{ où } W_{\text{référence}} = 10^{-12} \text{ W} \quad (\text{II-1})$$

3.1.4 La directivité

La directivité est la particularité que possède toute source acoustique réelle d'émettre dans une direction privilégiée de l'espace.

Le facteur de directivité Q_e est défini dans de nombreux ouvrages (tels que NICOLAS [1]) comme le rapport entre la puissance efficace de la source effectivement mesurée dans une direction de l'espace et la puissance efficace que l'on aurait à ce même lieu si la source rayonnait d'une façon uniformément sphérique.

Le facteur de directivité est défini par la relation :

$$Q_e = \frac{P_\theta^2}{P_S^2} \bigg|_{R=R_1} \quad (\text{II-1})$$

où P_θ est la pression efficace mesurée dans la direction θ à la distance R_1 de la source et P_S est la pression efficace que l'on aurait à la distance R si la source rayonnait d'une façon uniformément sphérique.

3.2. La modélisation théorique

NICOLAS [8] lors d'un état des lieux complet des connaissances en matière de simulation du comportement vibroacoustique des structures résume le mécanisme de génération du bruit au schéma suivant :

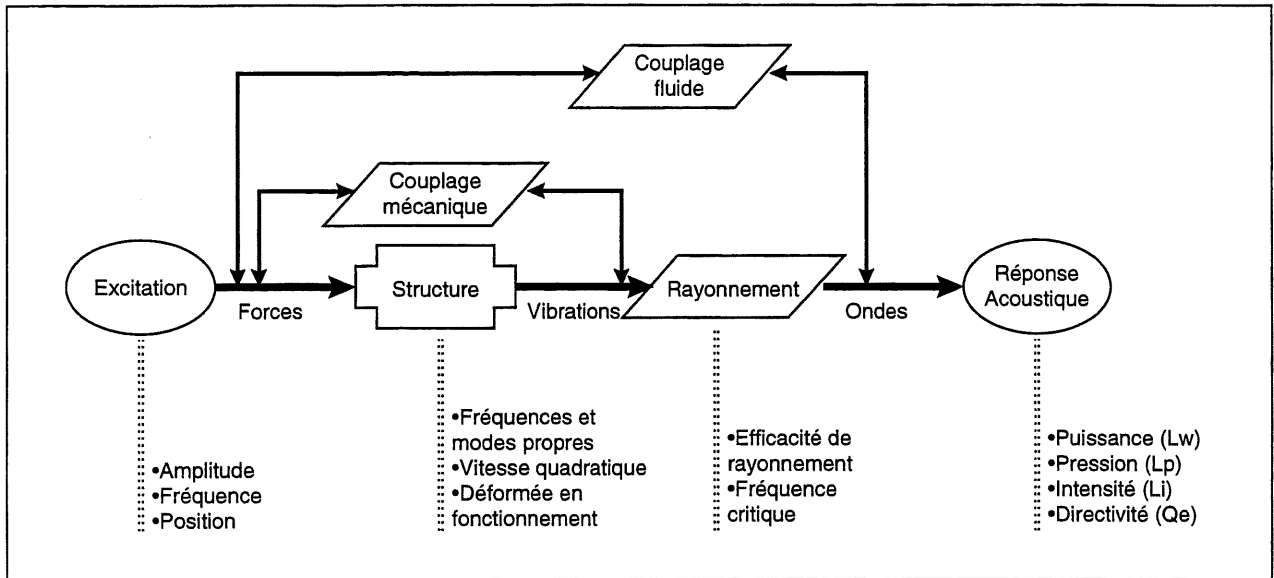


Figure II.9 : Mécanismes vibroacoustiques de génération du bruit

Les mécanismes vibroacoustiques de génération du bruit peuvent être étudiés selon quatre grandes approches :

- **L'approche analytique** (pour les structures simples),
- **L'approche numérique** (pour des structures complexes, grâce à l'utilisation de méthodes de type "éléments finis"),
- **L'approche statistico-énergétique** (type S.E.A., valide en moyennes et hautes fréquences),
- **L'approche expérimentale.**

3.2.1 L'approche analytique

L'approche analytique consiste à trouver les solutions exactes au système d'équations différentielles partielles d'un système vibroacoustique.

Comme expliqué par A.BERRY [9] plusieurs types de techniques sont utilisés pour l'obtention des solutions exactes.

Pour certaines géométries et certaines conditions frontières, il est possible de se servir de la méthode de séparation des variables, nous obtenons alors une solution qui s'exprime à l'aide de fonctions spéciales (Fonction de Bessel) ou en termes de polynômes particuliers (Polynôme de Legendre).

Lorsque cette méthode n'est pas utilisable, nous pouvons avoir recours à la **formulation variationnelle** ou à la **méthode intégrale**.

Le principe de la formulation variationnelle repose sur la minimisation d'une fonctionnelle d'énergie (Fonctionnelle de Hamilton) ou la minimisation d'une fonction erreur et conduit à l'obtention des solutions des équations du système. La fonctionnelle de Hamilton est définie par :

$$H = \int_{t_0}^{t_1} (T - V + W) dt \quad (\text{II-1})$$

où T est l'énergie cinétique du système, V l'énergie de déformation et W le travail des forces extérieures. La méthode intégrale quant à elle, peut être vue comme une superposition d'un grand nombre de solutions de fonction de Green pondérées afin de satisfaire les conditions limites du problème.

Toutes ces techniques ne sont malheureusement utilisables que pour des structures simples, et l'approche analytique pure ne peut que donner quelques indications sur le comportement de structures plus complexes.

Nous avons donc souvent recours pour l'étude de structures semi-complexes aux méthodes semi-analytiques qui combinent l'approche analytique et l'approche numérique : dans un premier temps, la détermination des équations du système se fait sans aucune approximation, puis lors de la phase finale de calcul, nous utilisons une méthode numérique dans laquelle sont introduites certaines approximations.

Les résultats obtenus à l'aide de cette méthode, tels ceux obtenus par BERRY [10], sont très intéressants et permettent de prédire le comportement de structures simples, mais aussi de donner de bonnes indications sur le comportement d'une structure semi-complexe après ajout de masse, de rigidité ou d'amortissement.

Cette méthode est à cet égard très intéressante et permet de trouver des tendances facilement transposables à des structures complexes réelles.

Ainsi le logiciel A.D.N.R. [11] permet à l'aide d'une formulation variationnelle et d'une résolution numérique de modéliser le comportement de structures simples (plaques, caissons...) avec une grande variété de conditions d'essais (conditions aux limites, type d'excitation, structures multicouches...).

3.2.2 L'approche numérique

L'approche numérique s'appuie sur une discrétisation des équations et des conditions limites du système dès la formulation du problème et permet la résolution des équations fondamentales en ayant recours à une méthode d'approximation généralisée.

Les résultats obtenus sont moins précis que ceux obtenus par une méthode analytique pure, mais le grand intérêt de cette approche numérique est qu'elle permet d'aborder le cas de structures de forme quelconque avec des sous composantes et ne se limite donc pas aux cas simples vus précédemment.

Les deux techniques numériques les plus utilisées sont, selon ATALLA et BERNHARD [12], la **méthode des éléments finis** (F. E. M.) et la **méthode des éléments frontières** (B. E. M.).

La méthode des éléments finis utilise le principe variationnel : les fonctions de base des différentes variables sont approximées par des polynômes dont l'ordre est choisi en fonction de la précision requise (fonctions d'approximation), la formulation mathématique du problème est ainsi obtenue pour chaque élément (formulation élémentaire), nous procédons alors à l'assemblage des éléments en tenant compte des conditions frontières entre éléments (assemblage et formulation globale), enfin les solutions au problème sont obtenues grâce à un calcul numérique (résolution).

Il est donc en outre possible grâce à cette méthode de prédire simplement à l'aide du comportement modal individuel le comportement modal global du système (synthèse modale).

Cette méthode n'est cependant pas applicable pour les milieux semi-infinis et ne permet pas l'étude des phénomènes de radiation acoustique par exemple, la méthode des éléments frontières est alors utilisable.

3.2.3 L'approche statistico-énergétique

La méthode S.E.A telle que définie par LESUEUR [13] est un moyen d'étude des systèmes vibrants permettant l'analyse des énergies des systèmes mécaniques et acoustiques et des échanges d'énergies entre des systèmes de même nature ou de nature différente.

La démarche consiste donc, en pratique, à déterminer des énergies liées aux densités modales de chaque sous-système et d'appliquer ensuite la relation universelle de bilan énergétique, à savoir :

“La puissance injectée dans un sous-système est égale à la puissance dissipée dans ce sous-système, augmentée de la somme des puissances échangées avec les autres sous-systèmes.”

Ce bilan est bien entendu valable uniquement en régime permanent. Les résultats obtenus sont valables en moyennes et hautes fréquences pour différents types de structures plus ou moins complexes (sous-systèmes nombreux).

3.3. L'approche expérimentale

Comme nous l'expliquent TOURRET et BOCKOFF [14], le processus de génération du bruit d'un équipement peut se schématiser d'un point de vue expérimental en trois étapes :

excitation mécanique des structures et des fluides par les sources primaires.

transfert par les fluides et les structures de l'énergie vibratoire entre les zones d'application des efforts et les structures mécaniques enveloppes.

rayonnement acoustique des structures enveloppes aussi appelées sources secondaires.

L'analyse expérimentale cherche donc à couvrir tour à tour ces différentes étapes, en commençant généralement par l'analyse du rayonnement, qui est la plus directement accessible.

3.3.1 Analyse de la réponse acoustique

La première approche pour caractériser la réponse acoustique des sources fixes consiste à déterminer leur **puissance acoustique**, selon des procédures maintenant bien définies au niveau expérimental (Norme ISO 3746 [15]), en mesurant le niveau de pression acoustique en plusieurs points situés sur une surface fictive entourant la source.

Cette phase qui reste souvent indispensable pour établir un constat objectif sur l'importance de l'émission sonore, utilise des mesures classiques de pression acoustique réalisées à l'aide de microphones.

Toutefois, si l'on considère le seul aspect du rayonnement acoustique, ces mesures de pression ne permettent pas d'effectuer une cartographie précise des sources de bruit.

C'est à cette lacune qu'a répondu au début des années 80, le développement spectaculaire de **l'intensimétrie acoustique**. GADE [5] en rappelle les principes et les limitations au niveau expérimental; les mesures s'effectuent à l'aide d'une sonde intensimétrique (composée d'un doublet microphonique) tandis que les calculs s'effectuent en différé à l'aide des parties imaginaires de l'interspectre des deux microphones ainsi que l'a mis en évidence FAHY [16]

Par une procédure analogue, maintenant normalisée (Norme ISO 9614 [17]), l'intensimétrie permet de déterminer la puissance acoustique de machines qui sont noyées dans un environnement beaucoup plus bruyant que leur niveau propre, ce qui a permis de faire reculer d'un facteur de près de 20 dB les exigences concernant le niveau de bruit de fond des sources parasites.

3.3.2 Analyse des transferts dans les structures et les fluides

La complexité croissante des machines et la multiplicité des modes de liaison entre sources et structures rayonnantes ont conduit au développement d'outils expérimentaux permettant de mieux comprendre l'importance des chemins de transmission. Parmi ces outils, **l'analyse modale** expérimentale est sans doute celui qui a été le plus largement appliqué. Le but général de l'analyse modale est d'après EDWINS [18] l'obtention d'une description mathématique du comportement vibratoire ou dynamique d'une structure.

L'analyse modale expérimentale telle que décrite par BROCH [19] vise à déterminer les caractéristiques modales d'une structure via la détermination des fonctions de transferts de cette structure : ces dernières peuvent être obtenues à partir de mesures de la réponse de la structure à une excitation donnée (connue).

Les fonctions de réponse en fréquence (FRF) d'une structure (ses fonctions de transfert en fréquence) peuvent être obtenues à partir de mesures de plusieurs grandeurs telles que la force pour l'excitation et le déplacement, la vitesse ou l'accélération pour la réponse.

3.3.3 Analyse des phénomènes à l'origine du bruit

Les excitations produites dans une machine dépendent essentiellement des processus de fonctionnement. Ces processus vont être à l'origine des efforts instationnaires appliqués sur les structures ou directement dans l'air ambiant. Les techniques expérimentales vont alors chercher à mieux comprendre comment ces efforts sont appliqués (répartition spatiale, allure temporelle ...). Les données ainsi recueillies pourront bien sûr être utilisées comme point d'entrée des calculs vibroacoustiques effectués notamment à l'aide des méthodes numériques décrites précédemment, mais elle permettront surtout de mieux comprendre les phénomènes liés à la génération des efforts et d'en envisager des modifications judicieuses.

3.4. État des connaissances

3.4.1 Le surpresseur à pistons rotatifs (S.P.R.)

Les informations qui suivent proviennent directement de documents internes de la compagnie HIBON [20] ou d'articles de vulgarisation sur le fonctionnement des surpresseurs à pistons rotatifs tels que celui de PICOL [21] :

Deux rotors (ou pistons rotatifs) de profils conjugués s'engrènent sans contact grâce à un jeu de pignons de synchronisation.

Un volume de gaz prélevé à la bride d'aspiration est enfermé entre une face d'un rotor et la chambre de "compression" et est transféré vers la bride de refoulement.

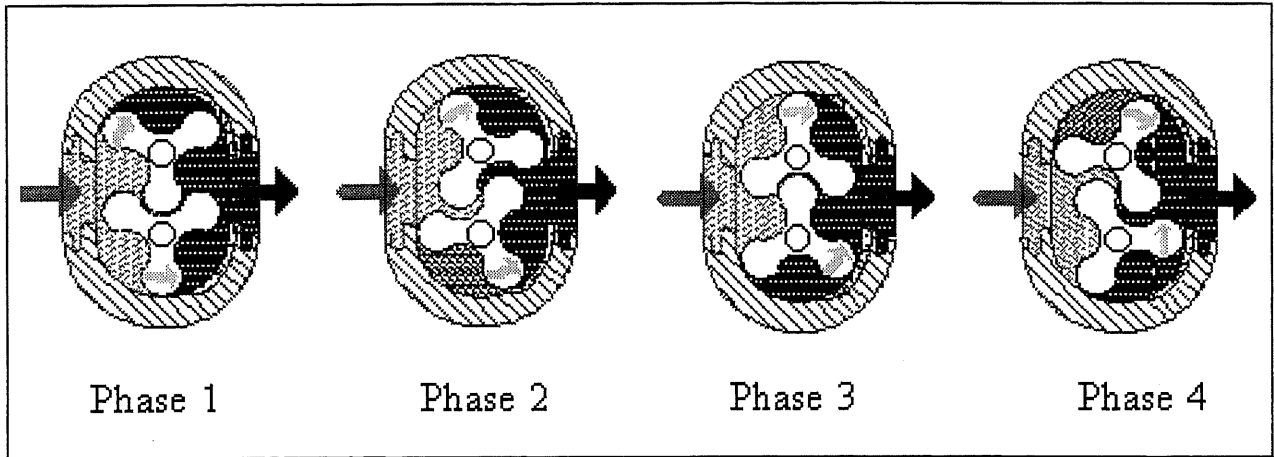


Figure II.10 : Schéma de principe du fonctionnement d'un surpresseur trilobe (Source : HIBON Inc.)

Lors de la mise en communication entre ce volume et la tuyauterie de refoulement, le reflux de gaz sous pression présent à l'aval de la machine provoque un effet de compression sur le gaz transféré, qui est alors éjecté de la machine.

Ce phénomène se produisant six fois par tour de l'arbre de commande de la machine, la fréquence de la pulsation fondamentale de l'écoulement est donnée par LARUELLE et RICHARD [22] comme étant :

$$v_0 = \frac{\Omega [\text{tour / min}] * 6 [\text{compressions / tour}]}{60 [s / \text{min}]} = \frac{\Omega}{10} [\text{Hz}] \quad (\text{II-1})$$

Avec Ω : vitesse angulaire de rotation du surpresseur [r/min].

Ces machines étant du type volumétrique, le débit aspiré est théoriquement indépendant de cette différence de pression et dépend en pratique du débit de gaz revenant par les jeux internes ("fuites").

Le débit de fuites dépend de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration, de la pression différentielle du surpresseur et d'un coefficient calculé par rapport à la surface de la fuite totale.

Les surpresseurs à pistons rotatifs, de par leur principe de fonctionnement, réalisent un transfert de gaz sans compression interne, et s'ajustent à l'écart de pression entre leur côté amont et leur côté aval, lequel est essentiellement dû à la chute de pression statique des tuyauteries et aux appareils branchés au refoulement du surpresseur.

Les modèles courants permettent de disposer de débits allant de 80 m³/h à 18.000 m³/h et peuvent créer des vides poussés jusqu'à 0.1 Pa.

3.4.2 L'origine du bruit du surpresseur à pistons rotatifs

Ce type d'équipement génère d'importants niveaux sonores aussi bien à l'aspiration qu'au refoulement. Comme le fait remarquer RICHARD [23], nous remarquons d'importantes composantes à la fréquence fondamentale de la machine ainsi qu'aux différentes harmoniques de celle-ci et également en moyennes (500 Hz à 1000 Hz) et hautes fréquences (1000 Hz à 4000 Hz).

L'exemple suivant (Figure II.11) représente le spectre caractéristique du niveau de pression en conduite d'un surpresseur pour une vitesse de rotation de 3120 r/min, nous obtenons la fondamentale à 312 Hz.

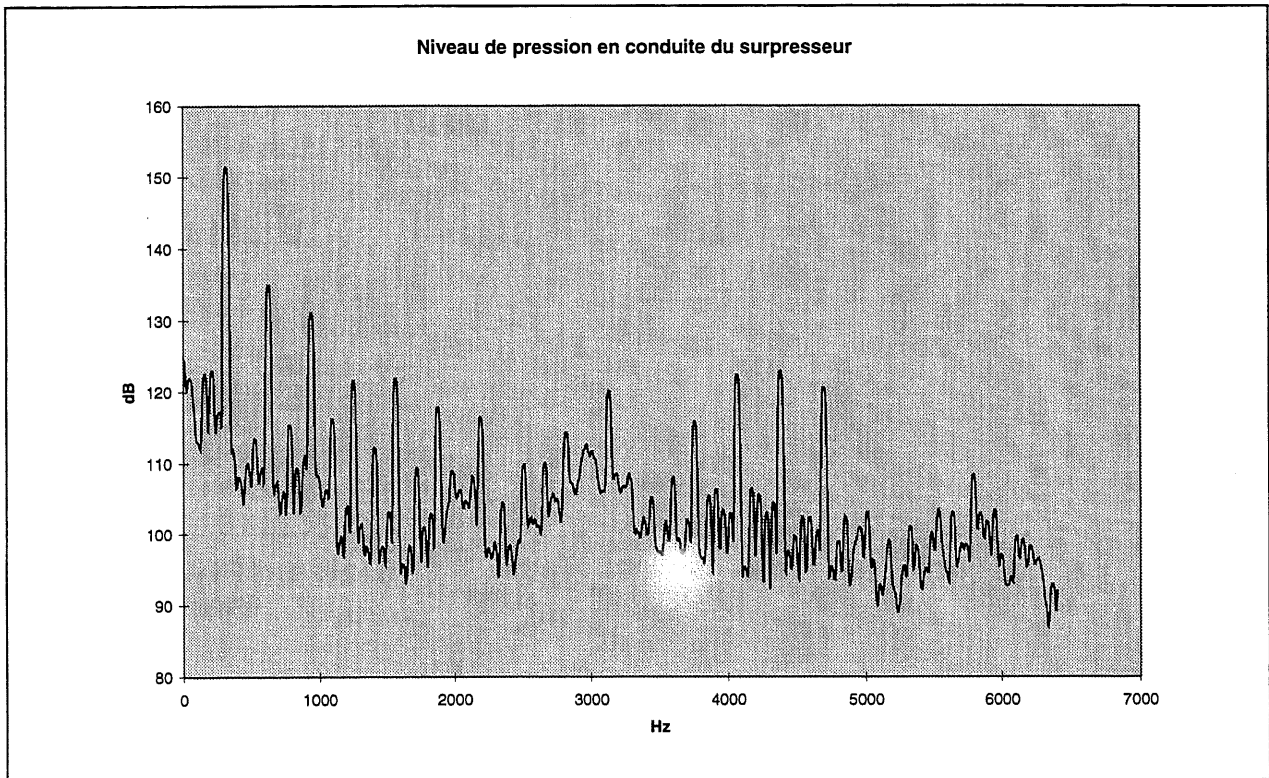


Figure II.11 : Spectre du niveau de pression en conduite du surpresseur

Ce spectre du niveau de pression en conduite confirme bien le résultat précédent : les maximums se situent à proximité immédiate des différentes harmoniques de la pulsation fondamentale H_1 de l'écoulement (ici située à 312 Hz) ; cependant il est notable que des harmoniques semi-entières apparaissent également : celles-ci se situent à des multiples entiers d'un phénomène calé sur $H_{1/2}$; nous reviendrons plus tard au cours du Chapitre 4 sur l'origine de ce phénomène.

3.4.3 Les méthodes d'identification, de caractérisation et de hiérarchisation des sources de bruit

Des approches systématiques ont bien été développées aux cours des dernières années en ayant recours à l'intensimétrie; ODDO et BERRY [24] se sont ainsi intéressés à l'identification des sources d'un tamis à pâte à papier.

Il n'a cependant pas été trouvé dans la littérature disponible une quelconque méthode systématique d'analyse consacrée aux systèmes surpresseurs.

Il existe donc un réel besoin d'une méthode visant l'identification, la caractérisation et la hiérarchisation des sources de bruit d'un système surpresseur.

3.4.4 Traitement acoustique habituel des systèmes surpresseurs

Nous distinguons habituellement dans la littérature technique spécialisée ainsi que nous le mentionne le document de HICK-HARGREAVES [23] deux types de nuisances acoustiques : le "bruit de ligne" qui est la fluctuation de pression autour de la pression de service du système surpresseur et le bruit direct global émis par le système surpresseur.

♦ Le "bruit de ligne"

Ce bruit de ligne est un élément important : il conditionne la fatigue du système surpresseur et de l'installation adjacente, mais également le "bruit de bouche" de l'installation (bruit que l'on retrouve habituellement à l'extérieur de bâtiments via les prises d'air extérieures).

Comme le note LARUELLE [25], l'aspiration du surpresseur génère un niveau sonore dont le spectre est situé en très basses fréquences et qui est axé sur la fréquence fondamentale générée par le mouvement des pistons. Ce bruit d'origine pulsatoire peut se transmettre sur des distances importantes et créer certains troubles pour l'environnement (mise en vibration de tôles, vitres, etc...). Cette fréquence peut se calculer et il convient alors de concevoir un silencieux d'aspiration calculé en fonction de cette valeur. Nous nous rapporterons aux nombreux documents traitant d'une façon pratique la conception d'un silencieux en présence d'un écoulement permanent comme l'article de AUGUSTYNSKA [26].

Le refoulement peut être également une source de bruit. Nous avons vu que le mouvement des pistons du surpresseur génère une onde pulsatoire d'une fréquence bien déterminée. En fonction de la pression de refoulement sa valeur s'en trouve amplifiée et il peut s'ensuivre une mise en vibration de la tuyauterie et des éléments installés en aval du compresseur. Si la fréquence naturelle de ces éléments est relativement proche de celle émise au refoulement du compresseur, il y a mise en résonance et

amplification des modes vibratoires. Ceux-ci peuvent alors créer un niveau sonore très important dont le spectre est fonction de leur caractéristique modale. Nous pouvons alors retrouver un spectre acoustique prépondérant vers 1000 ou 2000 Hz alors qu'il a pour origine une très basse fréquence. Pour traiter ce genre de phénomène, il suffit de traiter la pulsation fondamentale de l'écoulement et pour cela nous utilisons un silencieux réactif qu'on appelle généralement "antipulsatoire" et dont la conception pratique est bien maîtrisée par différents auteurs tels que LEFEBVRE [27], LAVILLE [28] ou encore PARROT [29], mais nous pourrions également nous reporter aux sections théoriques traitant des silencieux ou de la propagation en conduite dans des ouvrages tels que ceux de WOOD [3] ou MORSE et INGARD [30].

De nombreux *handbooks* abordent la conception des silencieux industriels et en particulier ceux de HARIS [31], JCUMMINS [32] ou encore celui de GOLDEN [33]. Enfin, des logiciels plus ou moins évolués d'aide à la conception existent et le logiciel ASPIC développé par LEFEBVRE [34] permet la prise en compte de l'écoulement permanent dans la conception du silencieux.

♦ Le bruit direct

Le seul traitement utilisé à l'heure actuelle - et dans des cas très limités - est l'encoffrement des systèmes surpresseurs à l'aide d'abris acoustiques : ces derniers possèdent une perte par transmission importante et le bruit transmis à l'extérieur est sensiblement réduit.

Les techniques d'encoffrement telles que décrites par M. BOCHU [35] sont relativement bien maîtrisées, cependant compte tenu des contraintes de coûts et d'encombrement, ces solutions ne sont pas toujours réalisables.

Il semble donc beaucoup plus intéressant de réduire le bruit à la source par la réduction des excitations mécaniques, aérauliques et aériennes et de n'appliquer les techniques d'encoffrement qu'en dernier recours pour limiter encore le bruit du système.

Pour cet aspect particulier du bruit, la seule amélioration souhaitable est la réduction des excitations ainsi qu'une meilleure maîtrise de la réponse de la structure.

♦ La réduction de l'excitation aéraulique

La réduction des excitations dont nous venons de parler passe essentiellement par la réduction de l'excitation aéraulique; par ailleurs cette même fluctuation doit être limitée afin de ne pas occasionner de dommage à la ligne aval au système surpresseur. Ainsi il est spécifié selon la norme API 619 [36] que l'amplitude de cette fluctuation de pression ne doit pas être supérieure à 3% de la valeur moyenne de la pression statique.

Peu de travaux se sont préoccupés du phénomène de bruit lié à cette fluctuation de pression, l'un d'eux cependant est celui de OHTANI et IWAMOTO [37] ; il propose d'ailleurs une approche de réduction du bruit à la source déjà intégrée dans la conception des surpresseurs actuels : celle-ci consiste à obtenir une fluctuation sinusoïdale de la pression dans les chambres du surpresseur à l'aide d'une géométrie circulaire du corps du surpresseur. Le résultat obtenu est une diminution de l'amplitude de la fluctuation ainsi qu'une diminution du nombre des harmoniques générés.

Beaucoup de travaux concernent néanmoins le surpresseur à pistons rotatifs en ce qui a trait à ses performances thermodynamiques (augmentation de l'efficacité volumétrique, diminution des fuites, minimisation des élévations de température...) ; et il s'avère que toutes ces problématiques sont liées également à la génération du bruit.

L'étude de UCER et CELIK [38] et de CELIK [39], concerne la modélisation du transfert effectué par des surpresseurs à pistons en volute ou en arc de cercles ; les hypothèses thermodynamiques sont celles d'un gaz parfait transféré de façon adiabatique au sein d'un écoulement permanent dans lequel les effets acoustiques sont négligés ; ces résultats nous semblent néanmoins très utiles et nous permettrons de modéliser la fluctuation de pression en sortie du surpresseur.

RITCHIE et PATTERSON [40] ont tout particulièrement étudié le problème des fuites au sein du surpresseur en fonction de la géométrie des pistons et du corps ; leur étude convient particulièrement aux profils de pistons en volutes (*involute rotors*) pour lesquels il existe une formulation analytique continue de la génératrice des profils ; bien que les profils des pistons du surpresseur étudié ne soient pas en volutes, cette étude nous aidera à modéliser la fuite au sein du surpresseur.

Les travaux de SORENSON [41] consistent en la simulation d'un « *supercharger* » (cependant le piston trilobe modélisé est bien rectiligne (et non hélicoïdal) comme les pistons du surpresseur étudié) et la prise en compte de nombreux paramètres géométriques. Par ailleurs les résultats des simulations sont comparés avec des résultats expérimentaux.

UTHOFF et YAKIMOV [42] font un état des lieux très complet sur les différents phénomènes thermodynamiques qui sont en jeu dans un « *supercharger* » : cette étude nous permet de mieux comprendre les enjeux d'une optimisation des profils des pistons et du corps de même que les profils des brides d'admission et de refoulement.

Enfin KUKLA [43] expose d'un point de vue technique les étapes clef du développement d'une gamme de surpresseurs bilobes ; ces enseignements pourront nous être utiles pour la conception d'un nouveau prototype de surpresseur.

4. DÉFINITION DU PROJET

4.1. Objectifs du projet.

L'objectif principal de ce projet est l'identification et la réduction des sources de bruit des systèmes surpresseurs fixes et embarqués.

Les objectifs secondaires de ce projet peuvent être classés comme suit :

Développement d'une méthode systématique pour identifier, hiérarchiser et caractériser les sources de bruit des systèmes surpresseurs fixes et embarqués.

Développement de solutions de contrôle pour les sources passives des systèmes surpresseurs.

Développement de nouveaux silencieux réactifs-dissipatifs.

Développement de solutions de contrôle pour les sources actives.

4.2. Aperçu de la méthode suggérée.

4.2.1 Identification, hiérarchisation et caractérisation des sources de bruit d'un système surpresseur.

Cette méthode a pour but d'identifier les différentes sources de bruit d'un système surpresseur fixe, elle s'appuie notamment sur les étapes suivantes :

Mesure du bruit rayonné par la machine et par chacun des sous-système.

Séparations des sources passives et actives

Séparation des types d'excitation

Séparation des sous-système en fonction de leur participation au bruit total.

Il s'agit donc d'une application des méthodes de mesures développées au cours des dernières années, ainsi que de la mise au point d'une démarche systématique aisément transposable à tout autre problème.

4.2.2 Développement de solutions de contrôle pour les sources passives

Nous aurons recours à l'analyse et à la modélisation des sources passives, à l'émergence de concepts réducteurs de bruit et à la validation expérimentale de ces solutions de contrôle.

Il s'agit là d'une étude vibroacoustique complète d'un système ; nous aurons recours à des outils de simulations informatiques ainsi qu'à des mesures expérimentales. Les caractéristiques particulières des matériaux utilisés nous laissent présumer que de nouveaux développements expérimentaux sont possibles pour la caractérisation des assemblages multi-plaques.

4.2.3 Développement de nouveaux silencieux

Les silencieux présents à l'aspiration (silencieux d'aspiration) et au refoulement (silencieux intégré à la base) devront être recalculés et optimisés.

Ici encore nous appliquerons des méthodes de conception bien éprouvées et nous aurons recours à des mesures expérimentales en présence d'un écoulement fluide permanent. Par ailleurs, il est envisageable dans la suite de nos travaux de nous concentrer sur la mise au point d'outils de simulation plus perfectionnés (utilisation des éléments finis, notamment).

4.2.4 Développement de solutions de contrôle pour les sources actives

Nous aurons recours à l'analyse et à la modélisation des sources actives; l'émergence de concepts réducteurs de bruit sera ensuite validée de façon expérimentale.

Ces solutions de contrôle font appel à des connaissances aéroacoustiques et présentent un grand intérêt scientifique.

4.3. Résultats attendus

4.3.1 Mise au point d'une méthode expérimentale d'identification des sources de bruit d'un système surpresseur

Le premier résultat attendu sera une méthode permettant une approche systématique du problème de bruit, notamment en classant les sources de bruit par importance respective, ainsi qu'en estimant les réductions souhaitables par source et les conséquences sur le bruit global du système.

4.3.2 Conception de solutions en vue de la réduction du bruit d'un système surpresseur fixe

Le second résultat attendu sera le développement et la mise en oeuvre de concepts en vue de réduire le bruit des sources dominantes, l'objectif chiffré étant de passer pour une machine standard de la puissance acoustique actuelle² de 109.9 dB(A) à une puissance de 100 dB(A), ce qui ramène à 90 dB(A) le niveau de pression à l'opérateur en conditions réelles.

² Ce résultat provient de la conclusion de l'étude du chapitre III à la page 51.

III ÈME CHAPITRE : IDENTIFICATION, HIÉRARCHISATION ET

CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT D'UN SYSTÈME

SURPRESSEUR FIXE

1. INTRODUCTION

Le but de cette étude est l'identification, la caractérisation et la hiérarchisation des sources de bruit d'un système surpresseur commercialisé par la compagnie HIBON.

Cette méthode permet une approche systématique du problème de bruit notamment :

en classant les sources de bruit par importance respective.

en estimant les réductions souhaitables par source et les conséquences sur le bruit global du système.

De plus cette démarche systématique est souvent génératrice d'idées et de concepts de réduction de bruit directement exploitables dans la phase de réduction de bruit des différentes sources.

Le document présent décrit donc de façon précise les démarches suivies et les moyens mis en oeuvre ainsi que les résultats obtenus.

2. CHAÎNE DE MESURE ET PROTOCOLE DE MESURE

2.1. Protocole de mesure utilisé par HIBON.

Les mesures décrites ci-dessous ne permettent pas de réelle expertise du problème de bruit des systèmes surpresseurs ; cependant elles sont d'une grande utilité car elles permettent de constituer une référence pour l'évaluation des modifications apportées ultérieurement.

2.1.1 Mesures du niveau de pression acoustique

Les niveaux de pression acoustique sont, dans la procédure HIBON AQ-901, relevés selon la norme BNQ NQ 4983-155 ; celle-ci précise notamment que :

Les mesures de niveaux sonores sont prises de façon globale en $dB(A)$ selon la pondération reconnue par l'échelle $dB(A)$.

Les mesures par bandes d'octaves sont optionnelles

Les valeurs de vibration seront comparées au tableau de sécurité de la norme.

Les points de mesure sont représentés sur le schéma ci-dessous; ils sont situés à 1 m. des dimensions hors tout de la machine, à une hauteur de 1.50 m. d'un sol réfléchissant.

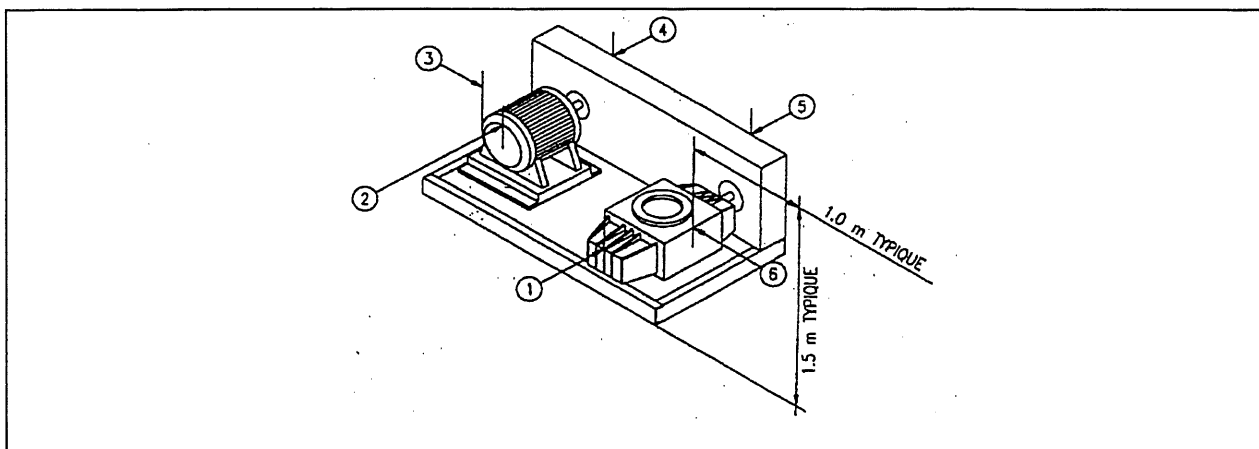


Figure III.1: Localisation des points de mesure du niveau de pression selon AQ-901. (Source : HIBON Inc.)

2.1.2 Mesure des vitesses quadratiques moyennes

Les niveaux de vibration sont habituellement relevés sur la machine aux points spécifiés dans la procédure AQ-901, celle-ci précise les dispositions à prendre :

Les mesures de vibrations sont effectuées à l'aide d'une sonde de type accéléromètre avec fixation par aimant.

La bande passante des mesures s'étend de 10 à 1000 Hz et les résultats sont exprimés en valeur moyenne de vitesse vibratoire (moyenne quadratique).

Les valeurs de vibration seront comparées au tableau de sécurité de la norme ISO 2372 ou BNQ NQ 4983-155.

Les points de mesure sont représentés sur le schéma ci-dessous.

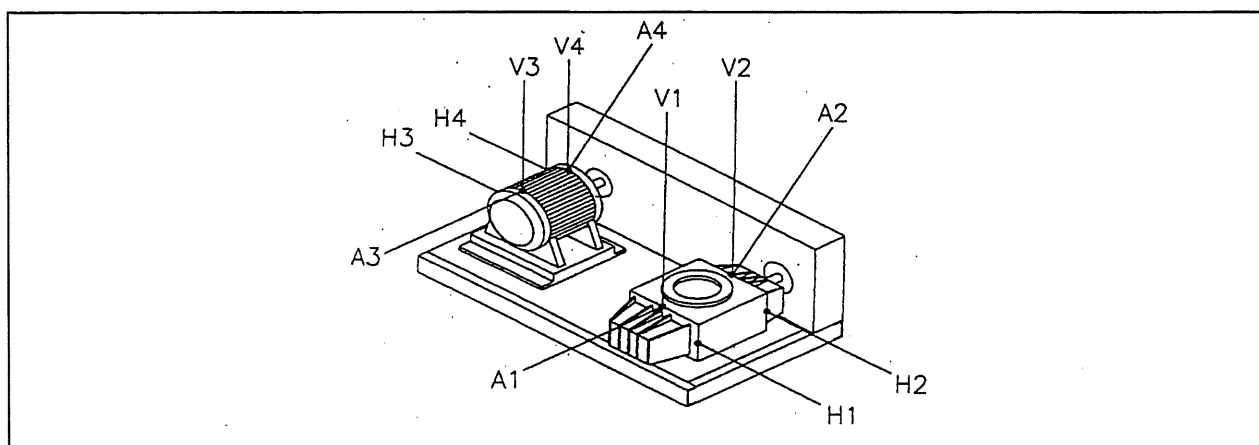


Figure III.2 : Localisation des points de mesure de vibration selon AQ-901 (Source : HIBON Inc.)

2.2. Protocole de mesure utilisé

2.2.1 Mesures du niveau de puissance acoustique

La détermination par intensimétrie des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit se fera selon une procédure rigoureuse et bien établie, qui s'inspire de la norme **ISO 9614-1:1993** [17].

2.2.2 Mesures des vitesses quadratiques du système

L'évaluation des vibrations des machines (et notamment les mesures des vitesses quadratiques) par mesurages sur les parties non tournantes se fera selon une procédure rigoureuse qui s'inspire de la norme **ISO 10816-1:1995** [44]. Par ailleurs, le calcul et le traitement des données permettant l'obtention de la vitesse quadratique sont détaillés dans l'Annexes 1 à la page 142.

2.3. Matériel utilisé lors des mesures

2.3.1 Mesures intensimétriques

(2) Microphones 1/2'	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 2560
Doublet intensimétrique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4181
Alimentation Doublet intensimétrique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 2811
Calibrateur acoustique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4230
Analyseur de spectre	<i>Helwett-Packard</i>	HP 35665 A
P.C. 486 DX4 66MHz + Carte HPIB		
Logiciel de traitement	<i>S.M.S.</i>	« <i>Star Acoustic V2.2</i> »
Tachymètre	<i>Veeder-Root</i>	VR 6611

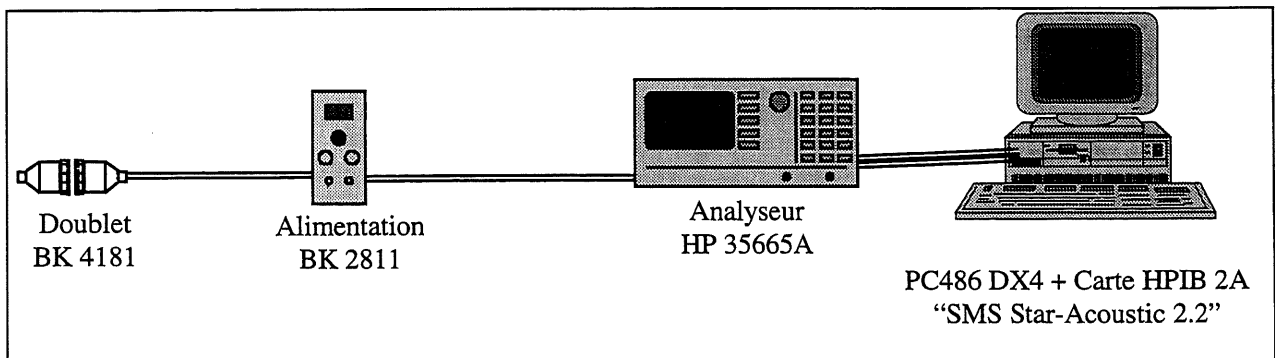


Figure III.3 : Chaîne de mesure intensimétrique

2.3.2 Mesures vibratoires

(2) Accéléromètres	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4393
Capteur de force	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 8202
(2) Alimentations	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 2626
Calibrateur	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4294
Analyseur de spectre	<i>Helwett-Packard</i>	HP 35665 A
P.C.486 DX4 66MHz + Carte HPIB		
Logiciel de traitement	<i>S.M.S.</i>	« <i>Star Struc 5.0</i> »

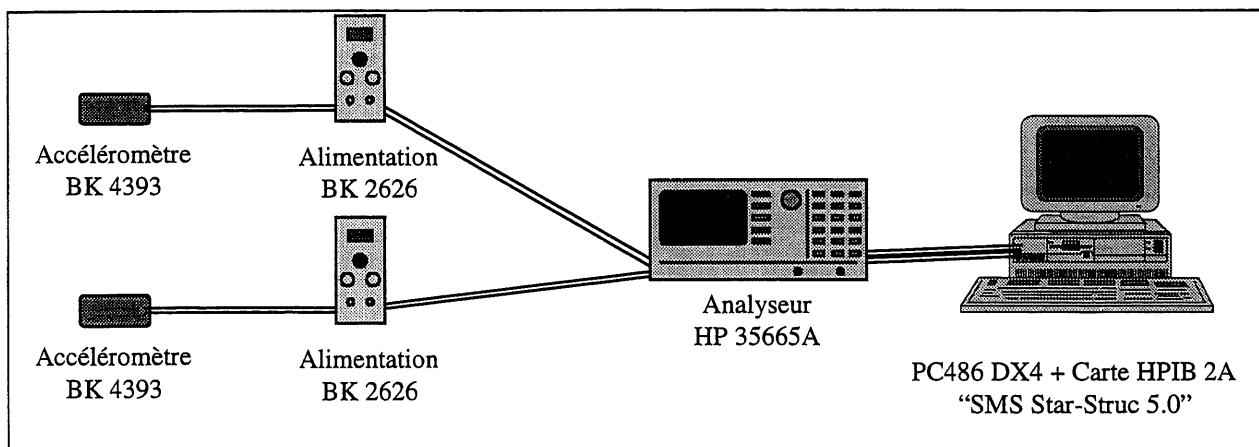


Figure III.4 : Chaîne de mesure vibratoire

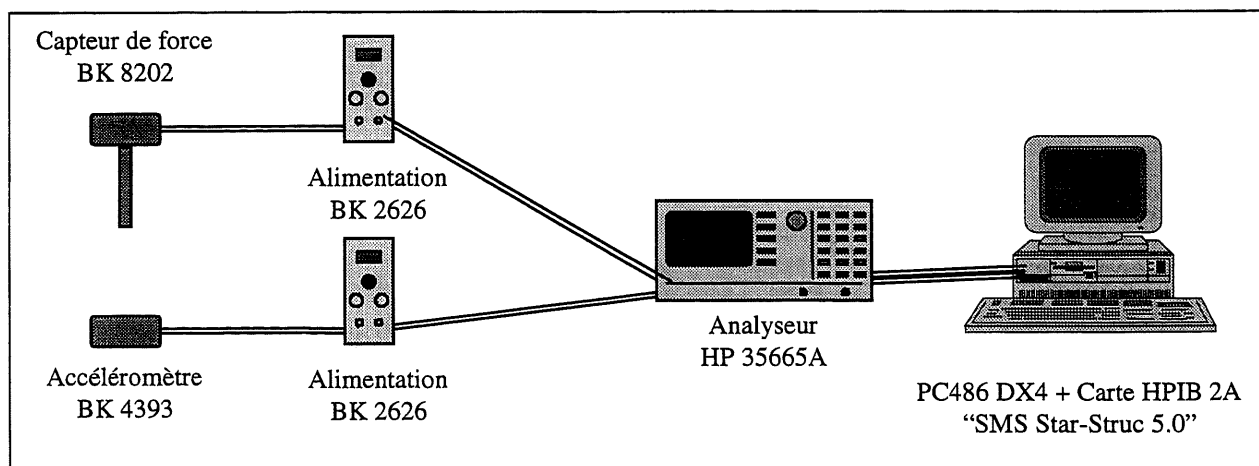


Figure III.5 : Chaîne de mesure vibratoire (marteau d'impact)

Toutes les mesures sont effectuées en une seule campagne; la machine opère dans un environnement relativement calme ($L_p \approx 72 \text{ dB(A)}$) sans autre machine à proximité et les parois proches de la machine sont isolés du point de vue acoustique.

Les conditions d'essais sont les suivantes :

Vitesse rotation moteur	1800 r/min
Vitesse rotation surpresseur	≈ 2880 r/min
Pression de service	13790 Pa (2 PSI, $r^3=1.13$)
Température ambiante	18 °C

Le système surpresseur se compose comme suit :

Surpresseur	XN 8045 (TRILOBE)
Moteur	30 HP 575 V
Silencieux aspiration	FHIY-4 compact (prototype)
Base	Base II-4 (standard)

³ « r » désigne le taux de compression, c'est à dire le rapport entre les pressions absolues de la sortie et de l'entrée du surpresseur; ici l'aspiration se fait à pression atmosphérique de 101350 Pa (14.7 PSI).

3. L'IDENTIFICATION DES SOURCES DE BRUIT

3.1. But

Le but de l'étude est d'identifier les différentes sources de bruit d'un système surpresseur fixe tel que fabriqué par la compagnie HIBON.

Le système surpresseur se compose d'un surpresseur XN 8045 (trilobe) sur une base « Bloc II-4 (standard) »; le silencieux d'admission FHIY-4 est le prototype obtenu à la suite d'une étude antérieure⁴.

3.2. Méthode

La méthode d'identification s'appuie sur les étapes suivantes :

Mesure du bruit rayonné par la machine et par chacun des sous-systèmes.

Séparation des sources passives et actives

Séparation des types d'excitation

Séparation des sous-systèmes en fonction de leur participation au bruit total.

⁴ Il s'agit de l'étude [49] intitulée « Conception d'un silencieux réactif-dissipatif », qui est antérieure à l'étude actuelle. Le lecteur pourra se reporter au chapitre 2 à la page 76 pour plus de détails.

3.3. Banc d'essai

Le montage étudié comprend un silencieux d'admission, le surpresseur et son moteur, le tout est monté sur une base qui intègre également le silencieux de refoulement.

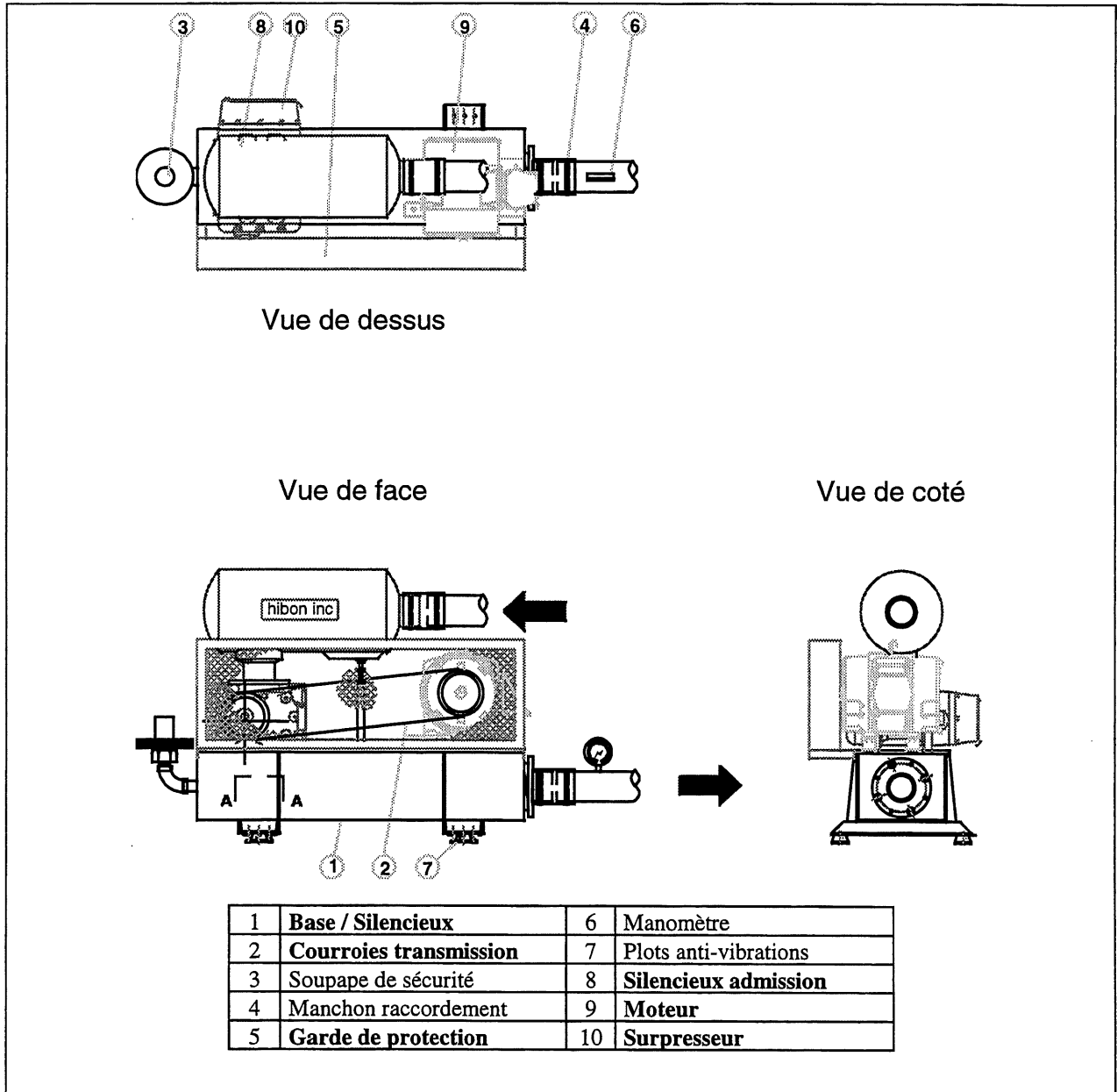


Figure III.6 : Montage utilisé pour l'identification des sources de bruit
(Source : HIBON Inc.)

3.4. Résultats expérimentaux

Cette section décrit les mesures du bruit aérien effectuées lors de l'identification des sources ainsi que les résultats obtenus.

Notons que l'acquisition des données intensimétriques et sonométriques se fait avec l'analyseur contrôlé par liaison GPIB depuis « *Star-Acoustic V2.2* », ensuite les calculs des puissances acoustiques s'effectuent à l'aide du même logiciel.

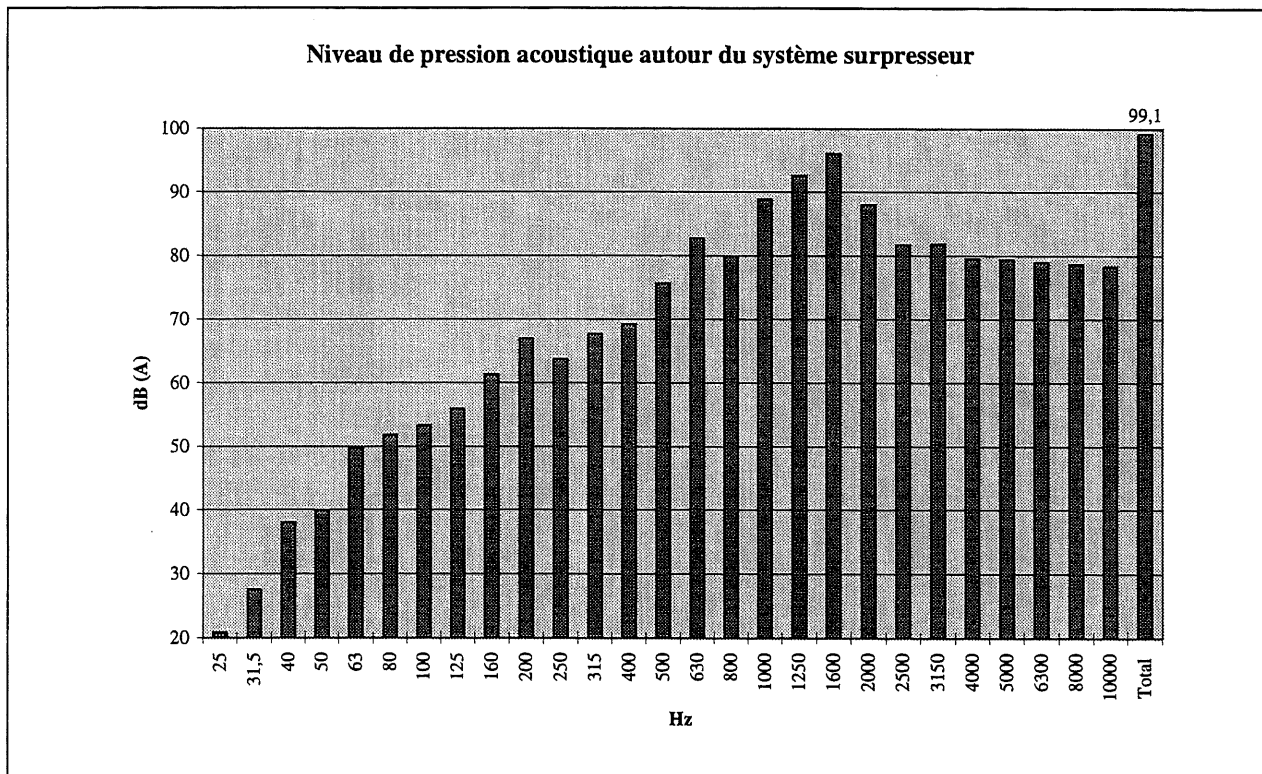


Figure III.7 : Spectre 1/3 d'octave du niveau de pression moyen autour du système surpresseur

Nous obtenons donc un niveau de pression acoustique de 99.1 dB(A) au voisinage de la machine (voir conditions de mesure à la page 24).

Nous remarquons par ailleurs l'émergence des bandes 1/3 d'octave de fréquence centrale respective 630 Hz, 800 Hz, 1000 Hz, 1250 Hz, 1600 Hz et 2000 Hz.

Compte tenu de la vitesse de rotation de 2880 r/min., la pulsation fondamentale de la machine (H_1) se situe à la fréquence de 288 Hz (en accord avec la formule de la page 17); ses harmoniques correspondent aux fréquences 576 Hz, 864 Hz, 1152 Hz, 1440 Hz, 1728 Hz et 2016 Hz, comme l'indique le tableau ci-dessous :

Harmoniques	Fréquence [Hz]	Fréquence centrale [Hz]
H1	288	315
H2	576	630
H3	864	800
H4	1152	1250
H5	1440	1600
H6	1728	1600
H7	2016	2000

Tableau III-1 : Fréquences et bandes 1/3 d'octaves des harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement

♦ Mesures du niveau de puissance (L_w)

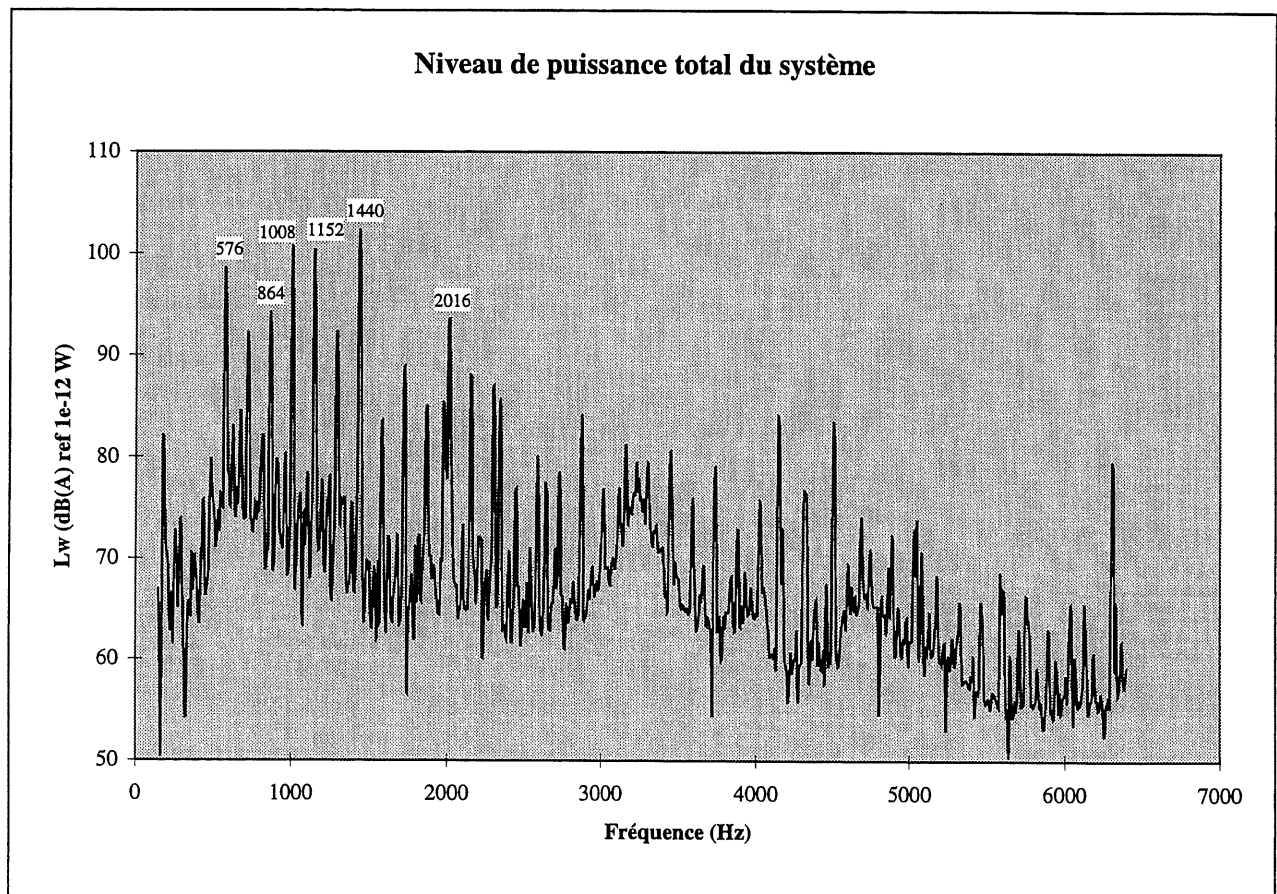


Figure III.8 : Spectre du niveau de puissance total du système

Ce spectre du niveau de puissance totale du système confirme bien le résultat précédent : les maximums se situent à proximité immédiate des différentes harmoniques de la pulsation fondamentale de

l'écoulement : nous retrouvons donc un spectre assez proche de celui de la pression acoustique en conduite donné à la Figure II.11 à la page 18.

Ce sont donc bien les harmoniques H_2 , H_3 , H_4 , H_5 et H_7 de la pulsation fondamentale de l'écoulement correspondant respectivement à 576 Hz, 864 Hz, 1152 Hz, 1440 Hz et 2016 Hz qui contribuent le plus au niveau total de puissance du système.

Notons que le pic situé aux alentours de la fréquence de 1008 Hz (bande 1/3 d'octave des 1000 Hz) est attribuable à l'harmonique $H_{3/2}$, c'est à dire à une fréquence triple du phénomène associé à $H_{1/2}$. Or ce dernier se produisant 3 fois par rotation, il ne peut s'agir que du passage d'une tête de lobe.

Nous pouvons donc conclure qu'il existe une certaine dissymétrie dans les phénomènes de transfert volumétriques associés aux deux pistons rotatifs ; elle peut notamment être due à des tolérances sur les formes des pistons ainsi que sur les jeux d'assemblage.

♦ Classification des pics

En résumant les résultats obtenus précédemment, nous pouvons dès à présent classer les pics de niveau de puissance total du système - en nous limitant à ceux de niveau supérieurs à 90 dB(A) - dans l'ordre suivant :

Harmoniques	Fréquence [Hz]	Lw [dB(A)]	Fréquence centrale [Hz]
H_5	1440	102.2	1600
$H_{3/2}$	1008	100.1	1000
H_4	1152	99.9	1250
H_2	576	98.3	630
H_3	864	94.1	800
H_7	2016	93.5	2000

♦ Cartographie globale du niveau d'intensité

La cartographie globale du niveau d'intensité est la suivante :

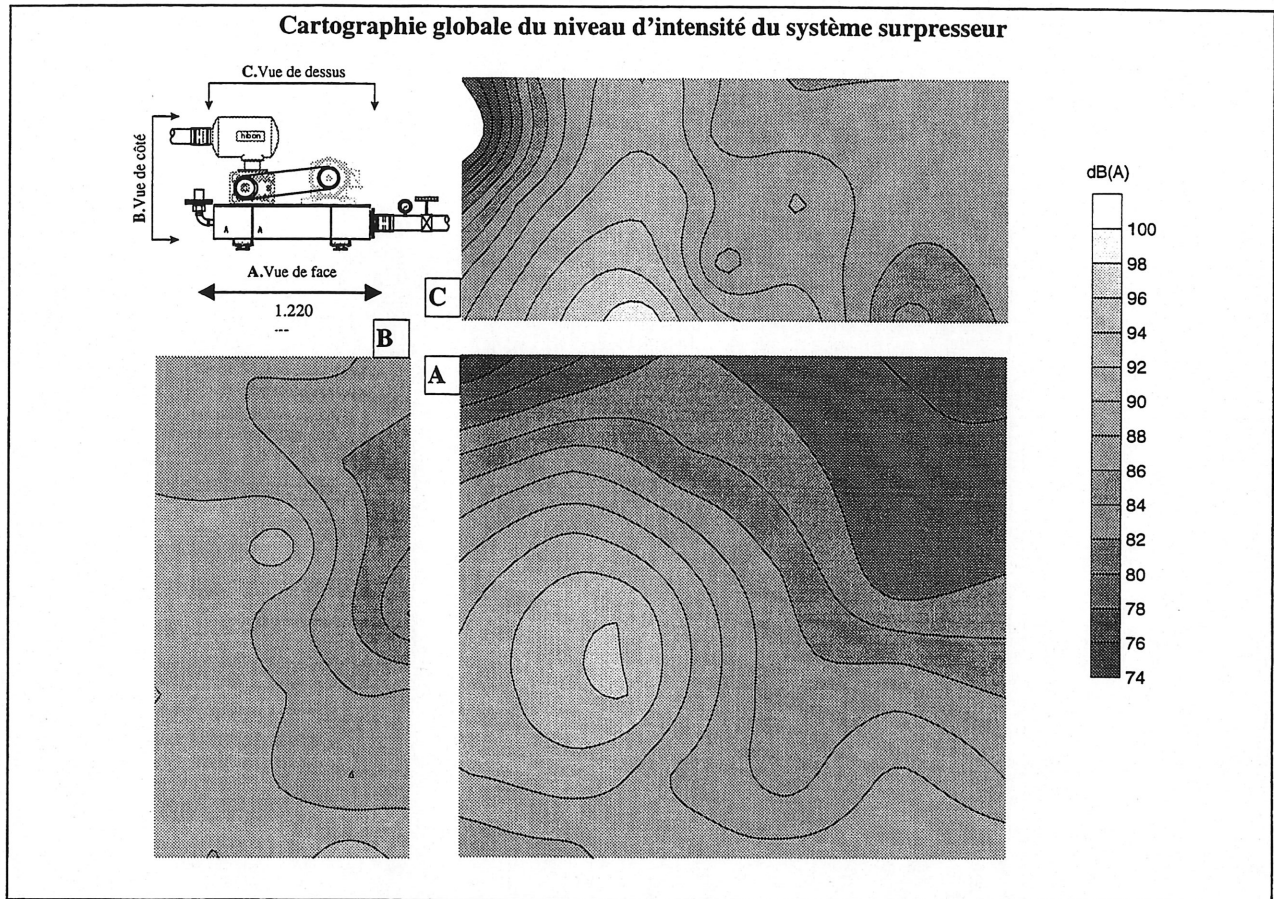


Figure III.9 : Cartographie globale du niveau d'intensité du système surpresseur.

Nous voyons clairement que le champ d'intensité est maximum au voisinage du surpresseur.

♦ Cartographie par bande tiers d'octave du niveau d'intensité

Afin de ne pas surcharger ce rapport, les cartographies et hiérarchisations par bandes 1/3-d'octaves ont été annexées à partir de la page 144 ; nous retiendrons cependant que le surpresseur et son tube d'admission sont les deux sous-systèmes qui dominent en intensité dans la majorité des bandes de fréquences considérées.

3.5. Synthèse des résultats

3.5.1 Séparation sources actives / sources passives

En considérant comme actives toutes les sources d'excitation et comme passives toutes les autres sources de bruit, nous pouvons classer les sources selon le tableau suivant :

Sources Actives	Sources Passives
Surpresseur	Base
Moteur	Silencieux d'admission + tube d'admission
Transmission (poulie/courroies)	Transmission (garde de sécurité)

Il est à noter que le tube d'admission (entre la bride d'admission du surpresseur et le silencieux d'admission) est considéré comme une source à part entière⁵.

3.5.2 Séparation des types d'excitation

Composante	Source	Cheminement
Moteur	Aérien	Bruit direct du moteur
	Solidien	Vibration de la base Vibration du silencieux
Surpresseur	Aérien	Bruit direct du surpresseur
	Solidien	Vibration de la base Vibration du silencieux
	Aéraulique	Vibration de la base Vibration du silencieux Bruit de bouche et/ou bruit de ligne
Transmission	Aérien	Vibration de la garde de protection Vibration des courroies

Tableau III-2: Séparation des types d'excitations pour un système surpresseur fixe

⁵ Nous comprendrons au cours de l'étude sur l'optimisation du surpresseur au chapitre 4 à partir de la page 131 qu'il s'agit en réalité d'un défaut d'étanchéité du corps du surpresseur qui entraîne une fuite aéraulique dont le champ acoustique semblant localisé au niveau du tube d'admission.

3.5.3 Cheminement des excitations

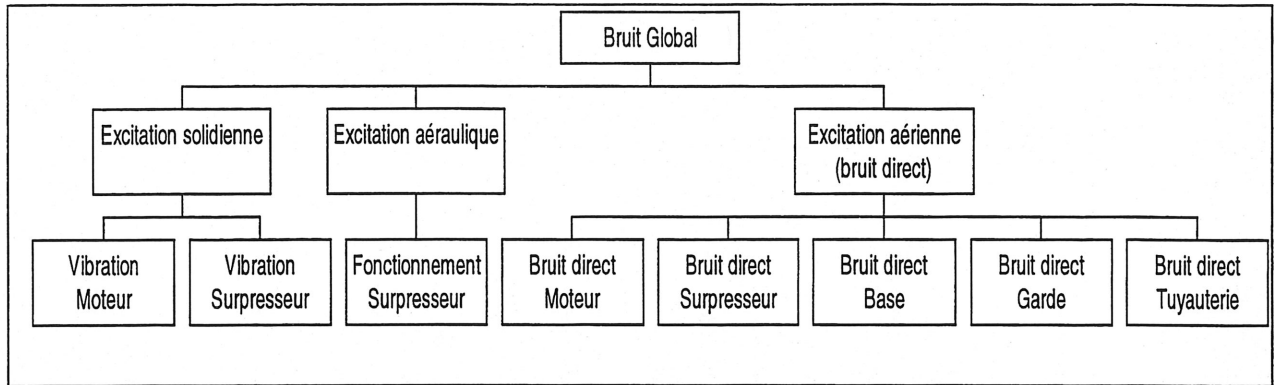


Figure III.10 : Cheminement des excitations pour un système surpresseur fixe

3.5.4 Conclusion

Lors de cette première phase, nous avons considéré le système comme un assemblage de sous-structures; la suite logique de cette première phase est la hiérarchisation des sources de bruit et consiste à attribuer à chacun de ces sous-systèmes, pour chaque excitation, la part exacte du bruit dont elle est responsable.

4. LA HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT

La hiérarchisation des sources de bruit se fait à partir des données précédentes, à l'aide du logiciel « *Star-Acoustic V2.2* ».

4.1. Hiérarchisation élémentaire par bande 1/3 d'octave

La hiérarchisation des sources par bandes 1/3 d'octaves est très intéressante car elle permet de savoir précisément quelle source est à l'origine du bruit dans une bande audible donnée. Les résultats de cette étude ont été annexés à partir de la page 144 ; nous retiendrons cependant que la base et le surpresseur sont les deux sous-systèmes qui dominent en puissance dans la majorité des bandes de fréquences considérées (les niveaux d'intensité autour de la base sont inférieurs à ceux relevés autour du tube d'admission par exemple, mais la surface rayonnante de la base est très importante et sa puissance acoustique est ainsi maximale).

4.2. Hiérarchisation globale des sources

Sources	Lw [dB(A)]
Base	107.0
Surpresseur	104.6
Admission	99.8
Silencieux	98.1
Transmission	95.3
Moteur	92.0
TOTAL	109.8

4.2.1 La base

Nous constatons un niveau de puissance très important (107.0 dB(A)) de la **base** aux harmoniques H₂, H₃, H₄ et H₅ de la pulsation fondamentale de l'écoulement : l'excitation d'origine aéraulique semble en être la cause, mais la présence de modes de cavité, de modes vibratoires ou d'une efficacité de rayonnement élevée peut également contribuer à ce fort niveau de puissance.

4.2.2 Le surpresseur

Nous constatons un niveau de puissance important (104.6 dB(A)) du **surpresseur** aux différentes harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement, ainsi qu'un niveau de puissance très important au voisinage de 1008 Hz et provenant de l'excitation d'origine aéraulique due à un

phénomène calé sur $H_{1/2}$ et expliqué précédemment. Cependant nous n'oublions pas que le modèle XN 8045 utilisé comporte des ouvertures sur les plateaux et que celles-ci créent un problème d'étanchéité du corps du surpresseur, ainsi que nous le mettrons en évidence ultérieurement.

4.2.3 Tube d'admission et silencieux d'admission

Nous constatons un niveau de puissance beaucoup moins important du tube d'admission (99.8 dB(A)) et du silencieux d'aspiration (98.1 dB(A)).

4.2.4 La transmission

Nous constatons un niveau de puissance acceptable (95.3 dB(A)) de la transmission: dans la mesure où le niveau de puissance mesuré provient aussi du système poulie/courroie, le bruit propre de la garde peut être considéré comme relativement faible comparé aux autres sources en présence.

4.2.5 Le moteur

Nous constatons que le niveau de puissance du moteur est nettement inférieur (92 dB(A)) par rapport aux autres sources de puissance sonore.

Finalement nous pouvons classer ces résultats en bandes 1/3 d'octaves dans le tableau suivant :

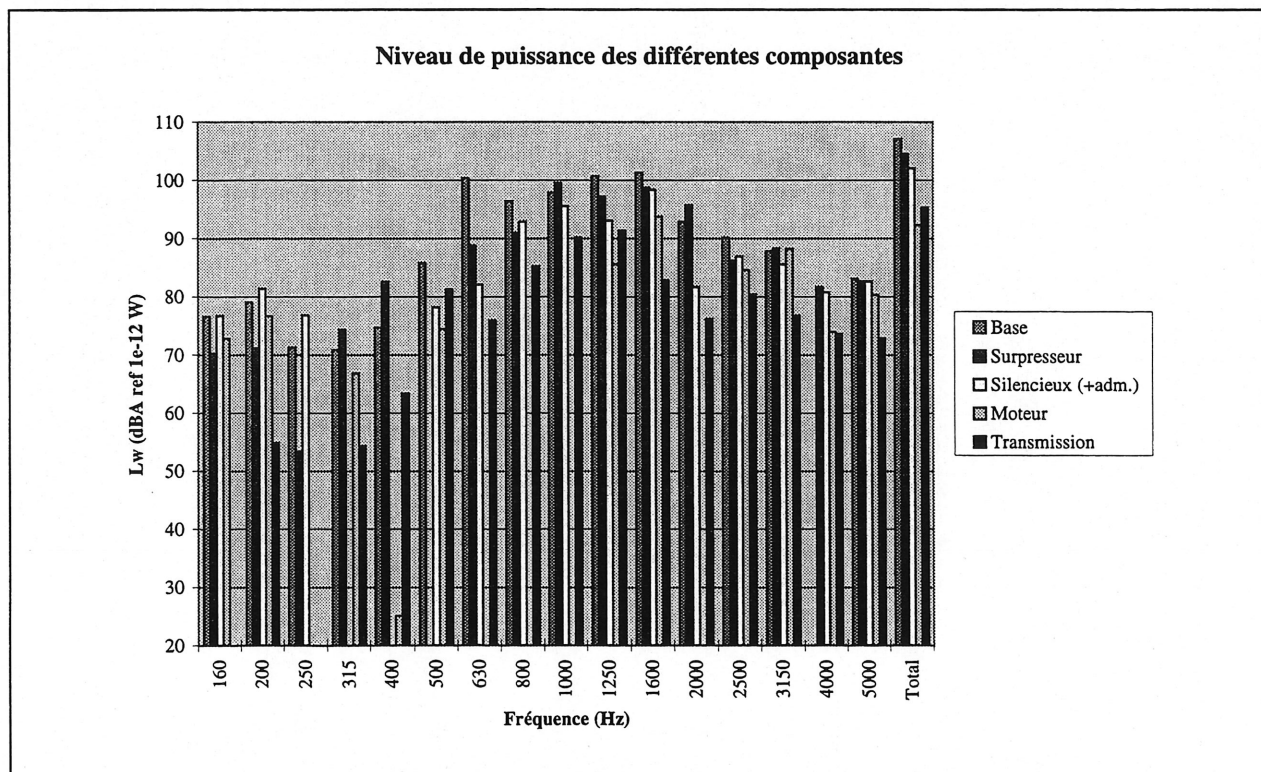


Figure III.11 : Niveau de puissance des différentes composantes du système surpresseur

5. LA CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT

5.1. But

Le but de cette partie de l'étude est de caractériser le plus précisément possible les sources de bruit émises par les composantes les plus « bruyantes » du système surpresseur fixe.

5.2. Méthode

Nous réalisons pour cela différents montages expérimentaux permettant la mise en évidence de chacune des sources.

Les mesures des caractéristiques se font de façon directe lorsqu'il est possible d'isoler un sous-système. Dans le cas contraire, les mesures des caractéristiques se font de façon indirecte soit par comparaison, soit par déduction.

5.3. Caractérisation de l'ensemble des excitations

5.3.1 Banc d'essai

Le montage utilisé doit permettre la caractérisation de l'ensemble des excitations (aéraulique, mécanique et aérienne). Nous nous servons donc d'un montage identique à celui utilisé précédemment, à ceci près qu'il ne comporte plus la garde de sécurité de la transmission (les mesures précédentes ont montré qu'elle ne contribue pas au niveau sonore).

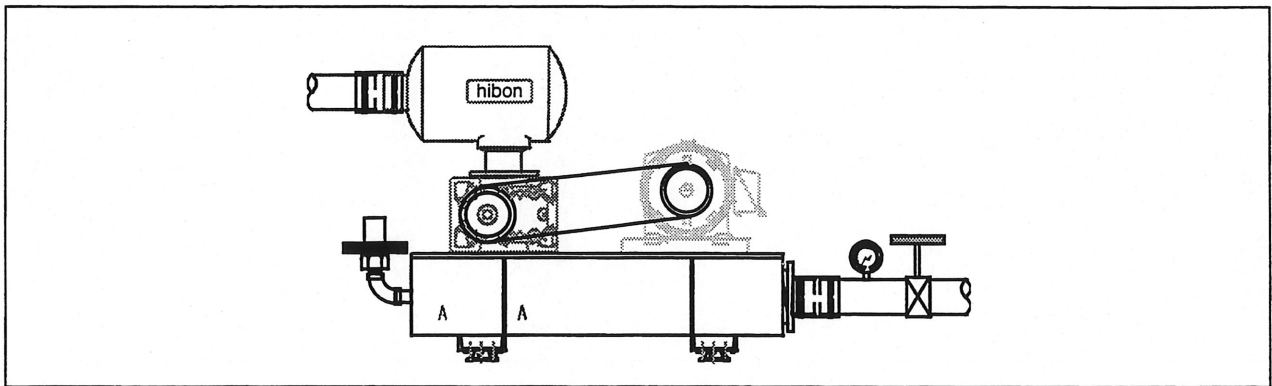


Figure III.12 : Montage pour l'étude de l'excitation complète

5.3.2 Résultats des mesures vibroacoustiques

Les résultats ci-dessous visent à caractériser le comportement vibroacoustique de la base lorsqu'elle est soumise à l'ensemble des excitations (appelé « excitation complète »).

Pour ce faire, les principaux indicateurs vibroacoustiques tels que la vitesse quadratique et le niveau de puissance ont été déterminés expérimentalement sur la base.

♦ Vitesse quadratique de la base

Cette donnée a été obtenue à l'aide de mesure d'accélération sur 90 points uniformément répartis sur toute la surface de la base, elle a été calculée selon la procédure décrite à la page 142.

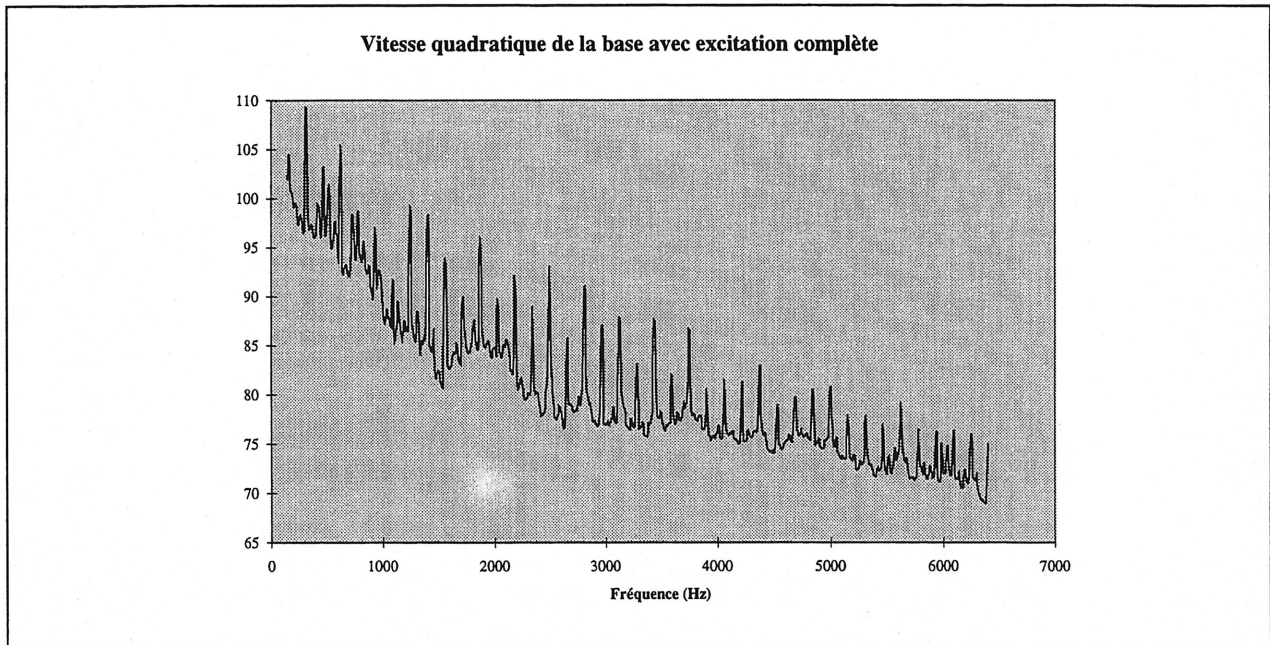


Figure III.13 : Vitesse quadratique de la base soumise à l'ensemble des excitations

◆ Niveau de puissance acoustique de la base

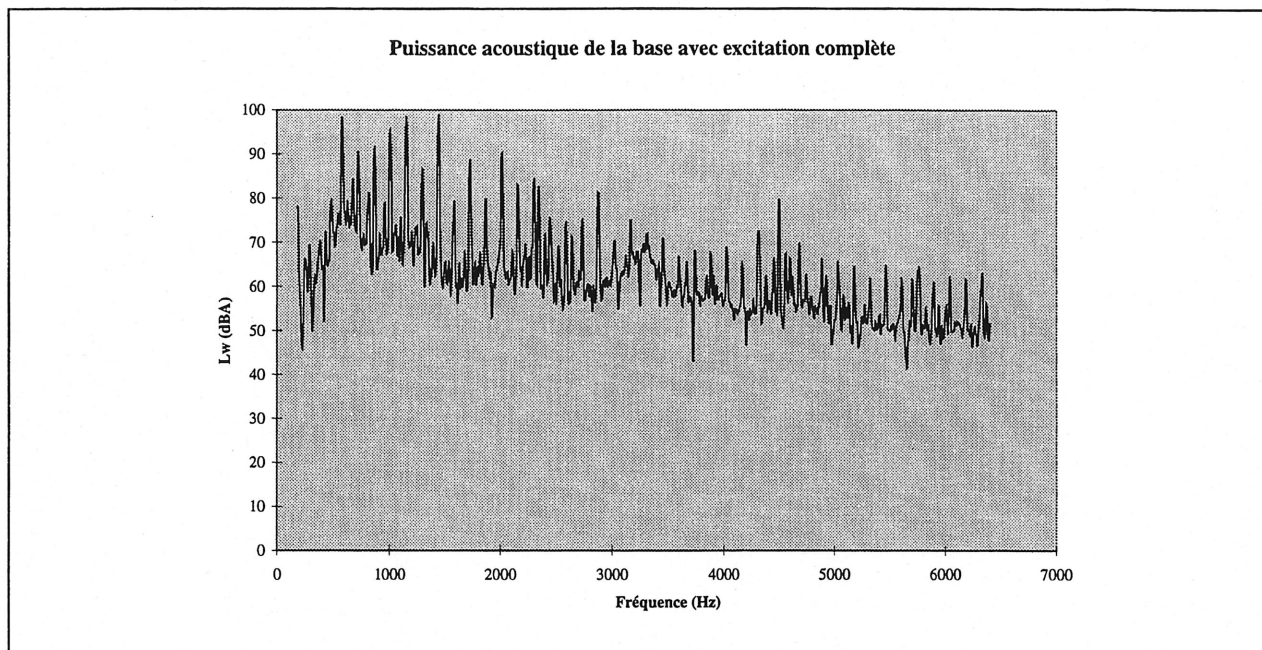


Figure III.14 : Niveau de puissance de la base soumise à l'ensemble des excitations

◆ Facteur de rayonnement

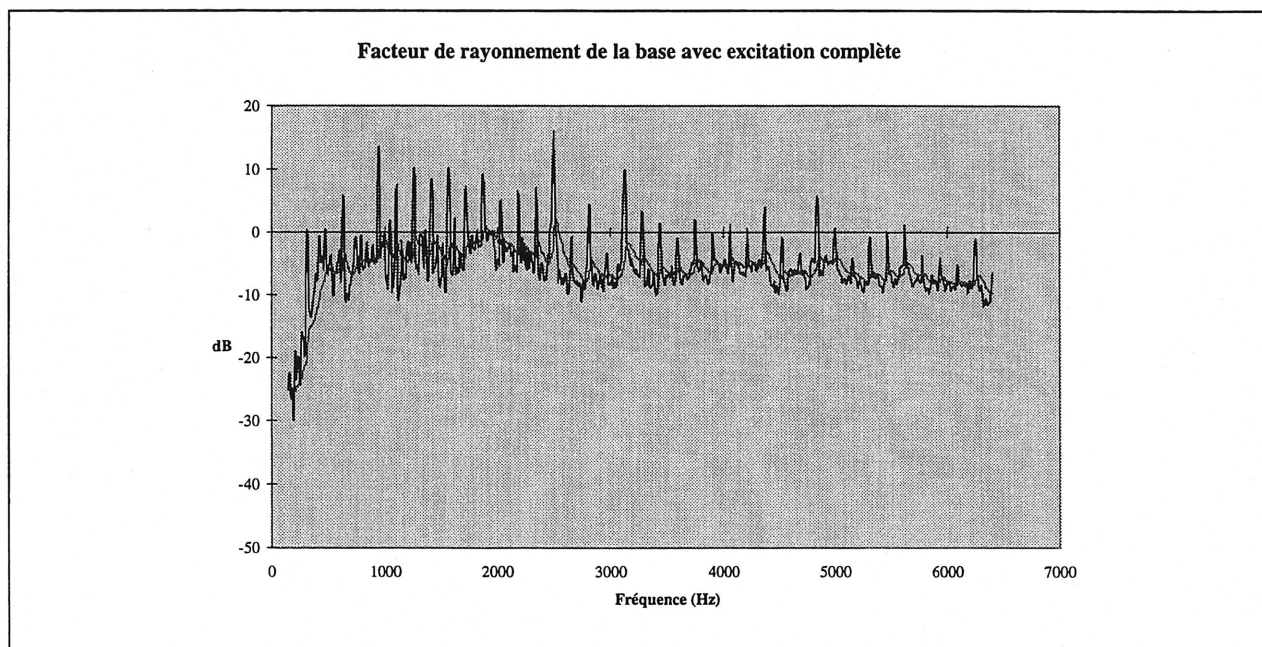


Figure III.15 : Facteur de rayonnement (avec et sans lissage de courbe) de la base soumise à l'ensemble des excitations

La courbe lissée a été obtenue à l'aide d'un lissage exponentiel tel que décrit en annexe à la page 142; nous remarquons ici très clairement que la mesure directe par intensimétrie de la puissance acoustique de la base a été entachée d'une erreur de mesure due à la proximité du surpresseur : en effet il est difficile de fermer parfaitement les surfaces englobant la base sans prendre en compte une partie de la puissance du surpresseur : ce sont les pics que l'on retrouve au delà de 5 dB.

♦ Vitesses vibratoires de la base

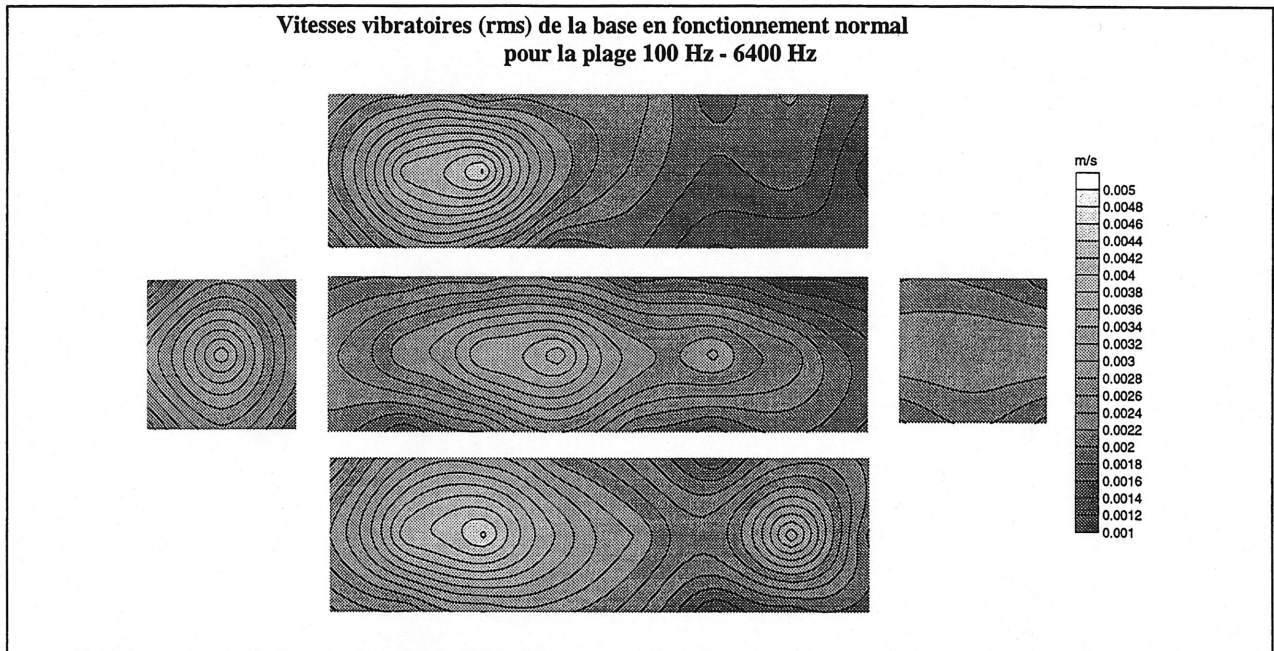


Figure III.16 : Cartographie des vitesses vibratoires de la base (vue éclatée de dessus)

La partie la plus excitée de la base semble être la chambre immédiatement en sortie du surpresseur, toutefois nous remarquons que les vitesses vibratoires sont très proches les unes des autres sur toute la base, il y a un mouvement d'ensemble des différents points à la surface de la base.

♦ Déformées en fonctionnement de la base

La déformée en fonctionnement correspond au patron de vibration de la base lorsqu'elle est soumise à l'ensemble des excitations.

La visualisation de la déformée en fonctionnement permet d'identifier les zones qui vibrent fortement et de faire la corrélation avec le patron de rayonnement acoustique.

Nous nous rapporterons à l'annexe du chapitre 2 à partir de la page 151.

De la Figure VII.7 à la Figure VII.13, nous remarquons que la base vibre à des fréquences très proches de celles imposées par l'excitation aéraulique.

La mesure de la déformée en fonctionnement de la base met en évidence la relation directe entre les zones de vitesses importantes et les zones de niveau de puissance acoustique important, par ailleurs ces déformées confirment également que l'excitation génère un phénomène de « respiration » de la base : celle-ci se gonfle et dégonfle au rythme de la pulsation fondamentale de l'écoulement.

5.4. Caractérisation de l'excitation mécanique

5.4.1 Banc d'essai

Le montage ci-dessous permet d'évaluer la part de l'excitation mécanique dans le bruit global généré par le système : le surpresseur est monté avec des arbres nus, l'absence de lobes entraîne évidemment l'absence de phénomène aéraulique et par la même, seule l'excitation d'origine mécanique (au débalancement des pistons près) est prise en compte. Un dispositif de freinage applique un couple résistif constant sur l'axe de commande du surpresseur. Le moteur fonctionne ainsi dans les mêmes conditions que précédemment.

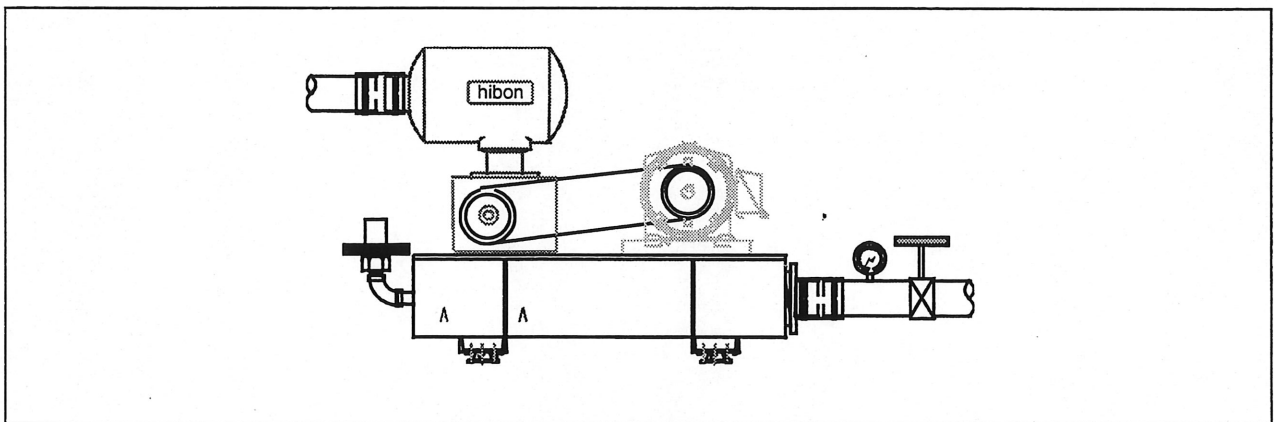


Figure III.17 : Montage pour l'étude de l'excitation mécanique

5.4.2 Résultats acoustiques

Sources	Lw [dB(A)]
Base	86.2
Surpresseur	82.5
Admission	70.7
Silencieux	81.0
Moteur	81.7
TOTAL	89.4

Nous voyons donc que le bruit global est réduit de 20 dB(A), ce qui tend à prouver que la part de l'excitation mécanique totale sur le bruit du système surpresseur est négligeable :

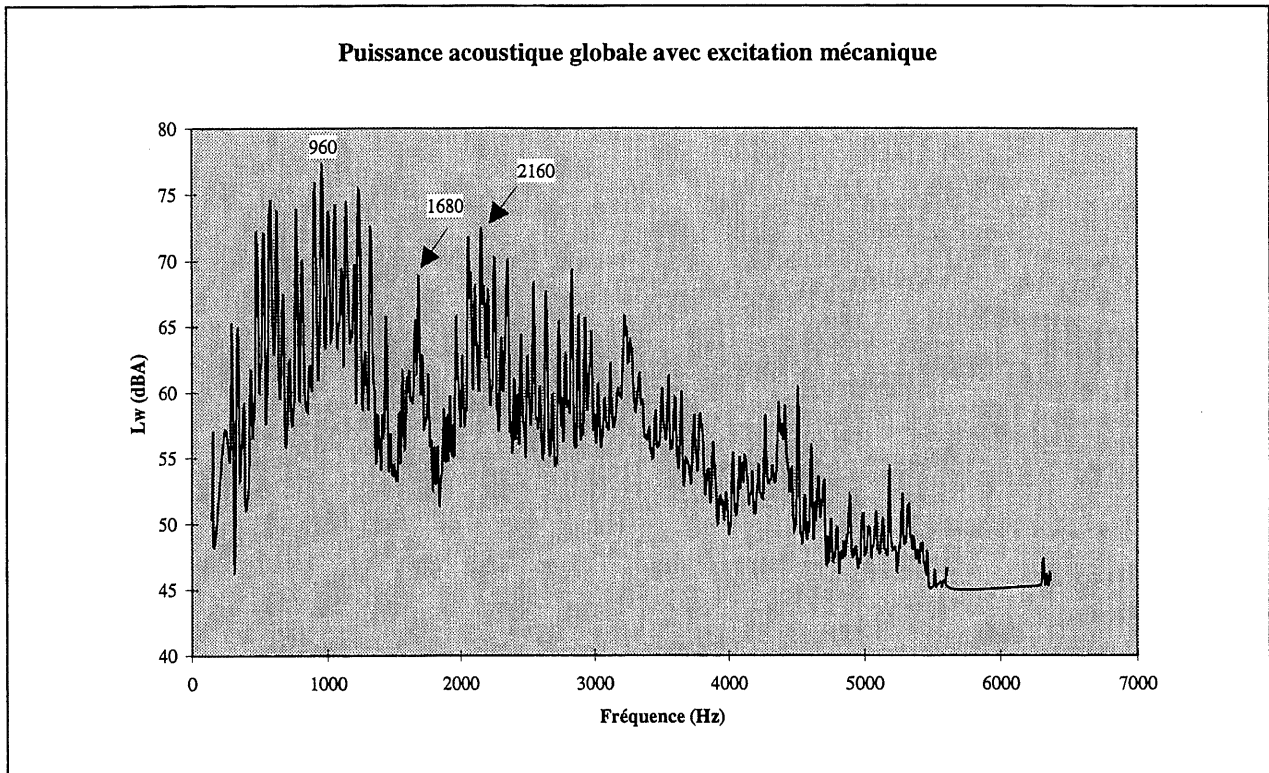


Figure III.18 : Niveau de puissance total du système avec excitation mécanique

Nous remarquons sur ce spectre du niveau de puissance total du système que les pics se situent tous à des harmoniques de la fréquence de rotation du surpresseur située à 48 Hz et que le maximum du niveau de puissance acoustique est obtenu au voisinage de 960 Hz.

Par ailleurs, nous voyons nettement émerger les pics proches de la fréquence de dentition de la courroie : en effet la courroie crantée comporte 228 dents et tourne à une fréquence de 568 r/min, nous avons donc une excitation au voisinage de 2160 Hz due au choc des dents sur les gorges de poulies. Par ailleurs, les pignons de synchronisation utilisés pour ce montage particulier sont des pignons droits de 35 dents ; il est donc normal de retrouver une excitation très précisément à la fréquence de 1680 Hz.

5.4.3 Résultats vibratoires

◆ Niveau de puissance acoustique de la base

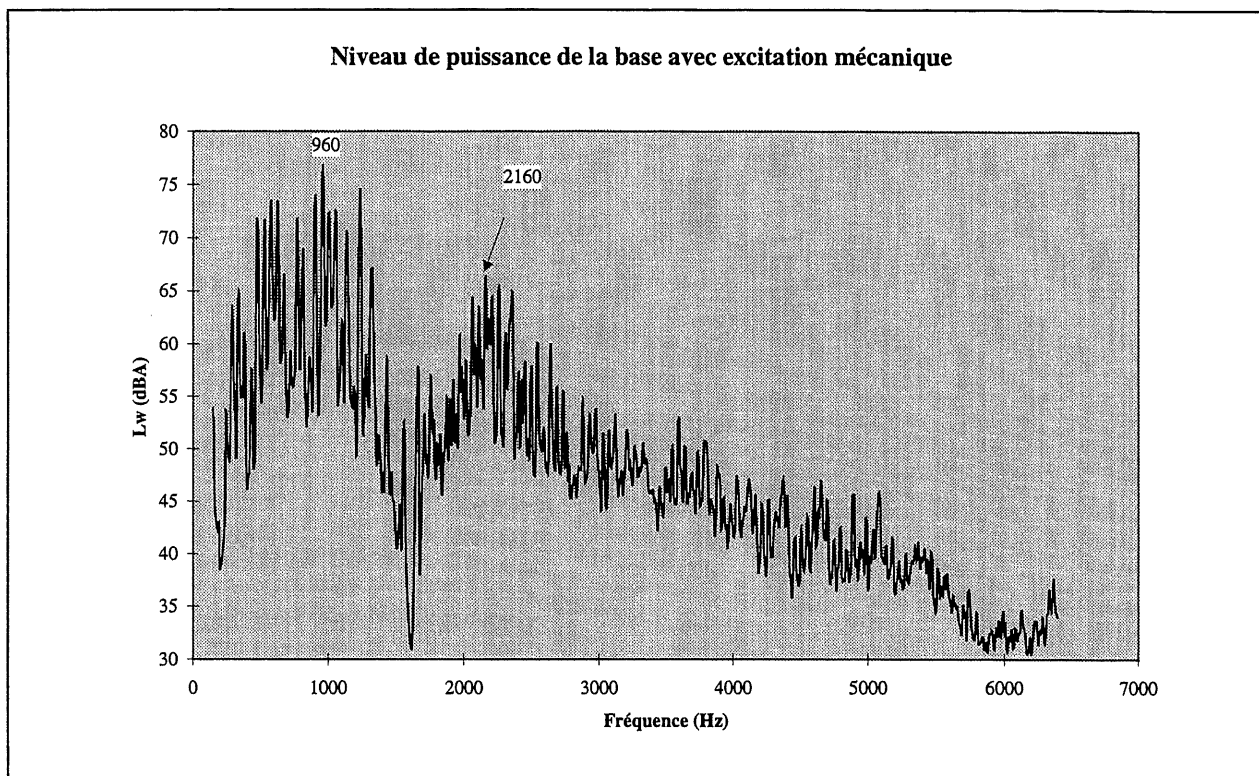


Figure III.19 : Spectre du niveau de puissance de la base avec excitation mécanique

Nous retrouvons ici un spectre de niveau de puissance acoustique comparable à celui présenté à la Figure III.18 : le maximum de niveau de puissance se situe au voisinage de 960 Hz et nous remarquons que les pics sont espacés de 48 Hz, et qu'ils correspondent bien aux harmoniques de la fréquence de rotation du surpresseur. Enfin, nous voyons également apparaître la fréquence de la courroie (2160 Hz) compte tenu de la difficulté de parfaitement envelopper le caisson de la base lors de la mesure intensimétrique.

◆ Conclusion

L'excitation d'origine mécanique est globalement beaucoup moins importante que celle d'origine aéraulique, c'est cependant encore le surpresseur qui est la source dominante de l'excitation.

Cette excitation provient du déséquilibre des pièces mobiles du surpresseur (poulie d'entraînement par exemple, mais aussi lobes des pistons rotatifs - non pris en compte ici - , roulements et pignons..) ; de

plus également des sources d'excitations mécaniques bien identifiées telle que la dentition des courroies ou l'engrènement des pignons de synchronisation.

5.5. Caractérisation de l'excitation aéraulique

5.5.1 Banc d'essai

Le montage ci-dessous permet d'évaluer la part de l'excitation aéraulique de la base dans le bruit global généré par le système surpresseur.

Le système étudié ne comporte plus de surpresseur ; ce dernier est remplacé par une conduite découplée mécaniquement provenant de la sortie d'un système surpresseur extérieur.

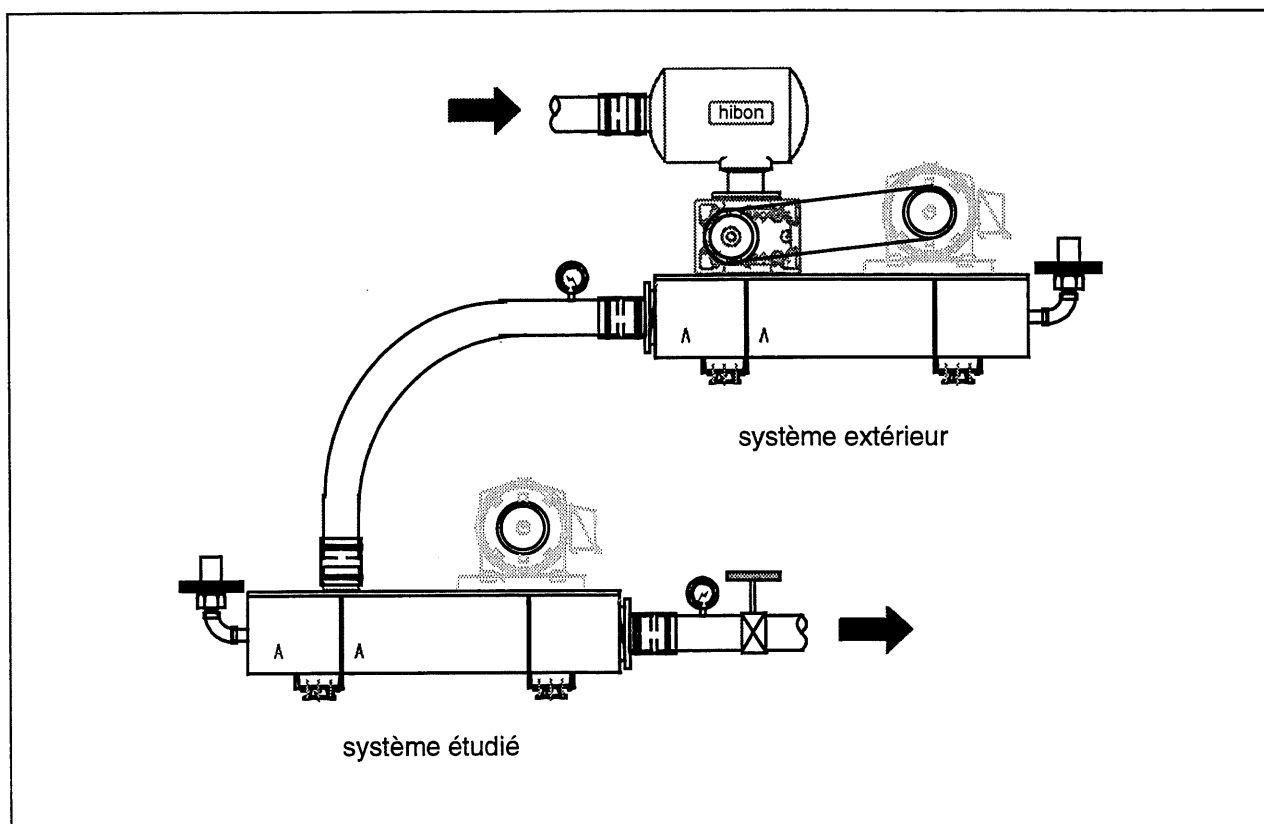


Figure III.20 : Montage pour l'étude de l'excitation aéraulique de la base

5.5.2 Résultats expérimentaux

Nous nous sommes vite aperçu que la base ainsi découplée était une source de bruit complètement négligeable, et ce, bien qu'elle soit traversée par l'écoulement pulsé en provenance du surpresseur.

Les mesures habituelles n'ont donc pas été effectuées.

Cet essai tend à prouver que l'excitation d'origine aéraulique provient de la décharge brusque de l'air directement au refoulement du surpresseur à l'intérieur de la première chambre de la base.

5.5.3 Banc d'essai pour l'excitation aéraulique du silencieux

Ce montage permet de découpler mécaniquement le silencieux afin de ne conserver que l'excitation aéraulique du silencieux : le manchon de raccordement constitue un découplage mécanique ; la mesure de la puissance acoustique du silencieux due à l'excitation aéraulique est alors directement mesurable.

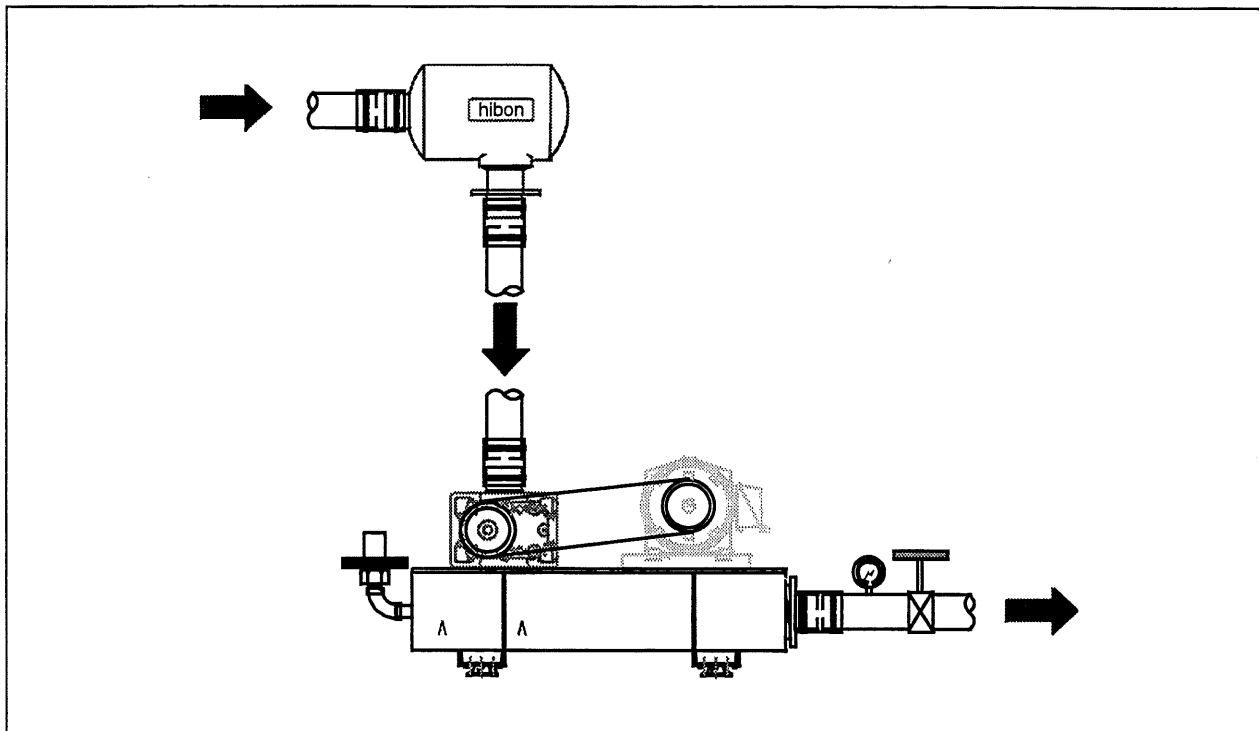


Figure III.21 : Montage pour l'étude de l'excitation aéraulique du silencieux (le manchon de raccordement comporte un découplage mécanique)

5.5.4 Résultats expérimentaux

Une défaillance des instruments de mesure nous a empêché de déterminer directement la part de l'excitation d'origine aéraulique du silencieux.

Néanmoins, la caractérisation de l'excitation d'origine mécanique a précédemment mis en évidence que la part de l'excitation mécanique globale dans le bruit total du système est négligeable face à la part de l'excitation aéraulique.

Ainsi le niveau de puissance du silencieux aurait probablement été trouvé très proche de celui mesuré avec l'excitation complète.

5.6. Caractérisation du comportement vibratoire de la base

5.6.1 Banc d'essai

Nous procédons sur la base ainsi équipée à une étude de la réponse à un impact au marteau.

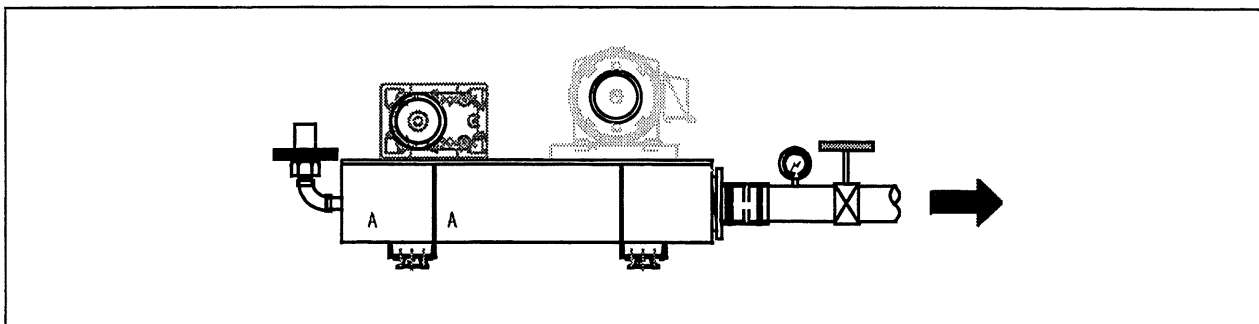


Figure III.22 : Montage pour la caractérisation du comportement vibratoire de la base.

5.6.2 Réponse vibratoire

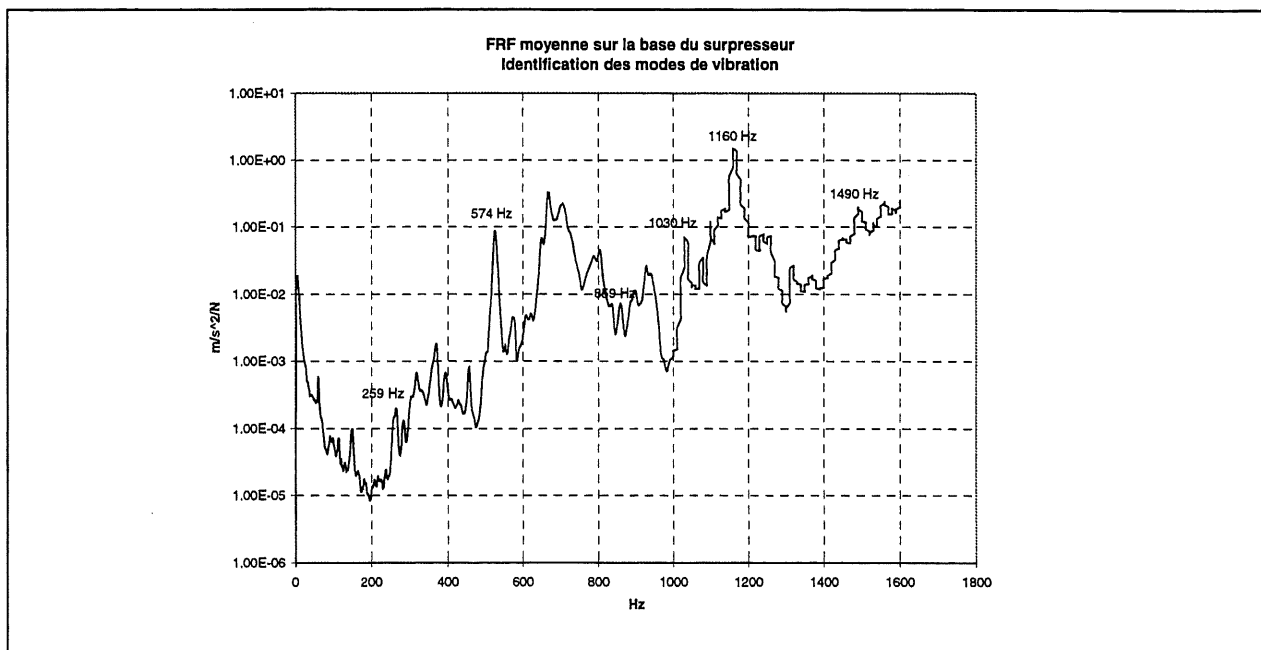


Figure III.23 : Fonction de réponse en fréquence de la base

La fonction de réponse moyenne en fréquence de la base fait apparaître une trentaine de modes de vibration sur une plage de 0 Hz à 1600 Hz. Ceci représente une densité modale moyenne (2 modes/100 Hz) mais suffisante pour que plusieurs modes coïncident à une des fréquences d'excitation aéraulique.

♦ Modes propres

Mode	Fréquence [Hz]	Amortissement [%]
1	149	2.52
2	259*	1.93
3	315	1.27
4	367	2.50
5	390	1.14
6	456	0.97
7	524	1.29
8	574*	0.95
9	669	1.01
10	701	1.57
11	799	1.68
12	859*	0.59
13	894	0.64
14	935	0.80
15	1030*	0.53
16	1080	0.42
17	1160*	0.85
18	1320	0.51
19	1370	0.81
20	1490*	0.78

Tableau III-3 : Modes propres et amortissement de la base « standard »

Ici, les (*) signifient que le mode propre est proche d'une fréquence d'excitation et qu'il est donc susceptible d'entrer en résonance. Les amortissements peuvent sembler élevés, mais des valeurs du même ordre seront mesurées plus tard lors d'essais sur une plaque simple (page 103).

5.6.3 Synthèse des résultats obtenus

L'analyse de la réponse vibratoire de la base met en évidence deux résultats intéressants : certains modes propres de vibrations de la base sont en quasi coïncidence avec les fréquences d'excitation aéraulique : il y a possibilité de résonance (niveau vibratoire amplifié) et donc de puissance acoustique élevée à ces fréquences particulières, les déformées montrent que la base a plutôt des mouvements d'ensemble (forte rigidité).

5.7. Conclusion

L'approche proposée nous a permis de caractériser les différentes sources de bruit.

Le tableau ci-dessous fait correspondre pour chacune des composantes, la participation des différentes sources :

	Base	Surpresseur	Moteur	Silencieux	Transmission
Complète	107.0	104.6	92.0	98.1	95.3
Mécanique	86.2	82.5	92.0*	81.0	x
Aérienne (directe)	x	104.5	92.0*	x	95.3
Aéraulique	107.0	104.5	x	98.0	x

Tableau III-4 : Participation des différentes sources au bruit du système surpresseur fixe.

« x » signifie que le sous-système n'est pas concerné par ce cheminement,

« * » signifie qu'il nous a été impossible de séparer les deux cheminements.

6. CONCLUSION DE L'ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES SURPRESSEURS FIXES

Une approche systématique a été développée et appliquée afin d'identifier, de hiérarchiser et de caractériser les sources de bruit d'un système surpresseur fixe ; elle s'appuie principalement sur les originalités suivantes :

- **P'intensimétrie** pour quantifier la puissance de chaque sous-système,
- **P'analyse spectrale** pour identifier la provenance cinématique des raies,
- **P'analyse vibratoire** pour trouver les caractéristiques vibroacoustiques intéressantes telles que modes propres, déformées en fonctionnement, vitesse quadratique, etc.

La puissance acoustique de la machine a été estimée à 109.8 dB(A).

- cette valeur a été obtenue dans des conditions d'essais standards mis à part l'utilisation d'un silencieux d'aspiration prototype obtenu à la suite d'une étude antérieure⁶,
- cette donnée sera très utile pour tout calcul prévisionnel de bruit lors d'installation de systèmes surpresseurs de ce type.

La hiérarchisation des sources est maintenant connue :

- c'est la base qui domine, ce qui n'était pas attendu puisque c'est une source passive,
- la base et le surpresseur sont les deux sources principales,
- les puissances du silencieux, du tube d'admission et de la transmission doivent également être réduites,
- le moteur électrique n'est pas une source significative à l'heure actuelle.

Ordre	Sous-système	Puissance [dB(A)]
1	Base	107.0
2	Surpresseur	104.6
3	Admission	99.8
4	Silencieux	98.1
5	Transmission	95.3
6	Moteur	92.0
	TOTAL	109.8

4. Le type d'excitation dominant est aéraulique :

⁶ Il s'agit de l'étude [49] intitulée « Conception d'un silencieux réactif-dissipatif ». qui est antérieure à l'étude actuelle. Le lecteur pourra se rapporter au chapitre 2 à la page 76 pour plus de détails.

l'excitation mécanique était environ 100 fois moindre (-20 dB) que l'excitation aéraulique, c'est une classification très importante car elle montre où concentrer les efforts afin de réduire le bruit. cette excitation était généré en grande partie au refoulement du surpresseur, à l'intérieur de la première chambre de la base.

IV ÈME CHAPITRE : IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT D'UN SYSTÈME SURPRESSEUR EMBARQUÉ

1. PRÉSENTATION DE L'ÉTUDE

Nous nous intéressons dans cette étude aux systèmes surpresseurs embarqués. Ce sont des dispositifs de pompage de fluide léger comportant un surpresseur qui est entraîné par l'arbre de transmission du camion et qui est connecté à un circuit pneumatique plus ou moins complexe selon les applications.

Le premier système étudié est utilisé dans le domaine du transport en vrac : il permet de pressuriser une citerne afin de la décharger.

Le second système étudié est utilisé dans le domaine de l'aspiration industrielle : il permet la mise sous vide d'une citerne étanche afin d'aspirer ensuite une grande variété de liquides ou de solides ; il permet l'obtention de vides poussés grâce à un système d'injection supplémentaire.

Enfin le troisième système étudié est identique au précédent, à ceci près qu'il comporte un surpresseur trilobe (et non plus bilobe) comme toutes les nouvelles générations de systèmes surpresseurs.

Tous ces systèmes sont réputés « très bruyants » et dans les trois cas, nous nous efforçons d'identifier, hiérarchiser et caractériser les sources de bruit présentes afin de déterminer dans quelle mesure le système surpresseur est en cause.

2. IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS « BRETON TRANSPORT »

2.1. Introduction

Ces camions servent au transport de chaux ; le système surpresseur dans son ensemble se compose d'un silencieux d'admission et d'une tuyauterie d'admission, du surpresseur bilobe (qui est fixé rigidement sur le châssis du tracteur), d'une tuyauterie de refoulement comprenant un silencieux et une conduite flexible qui le relie à la citerne.

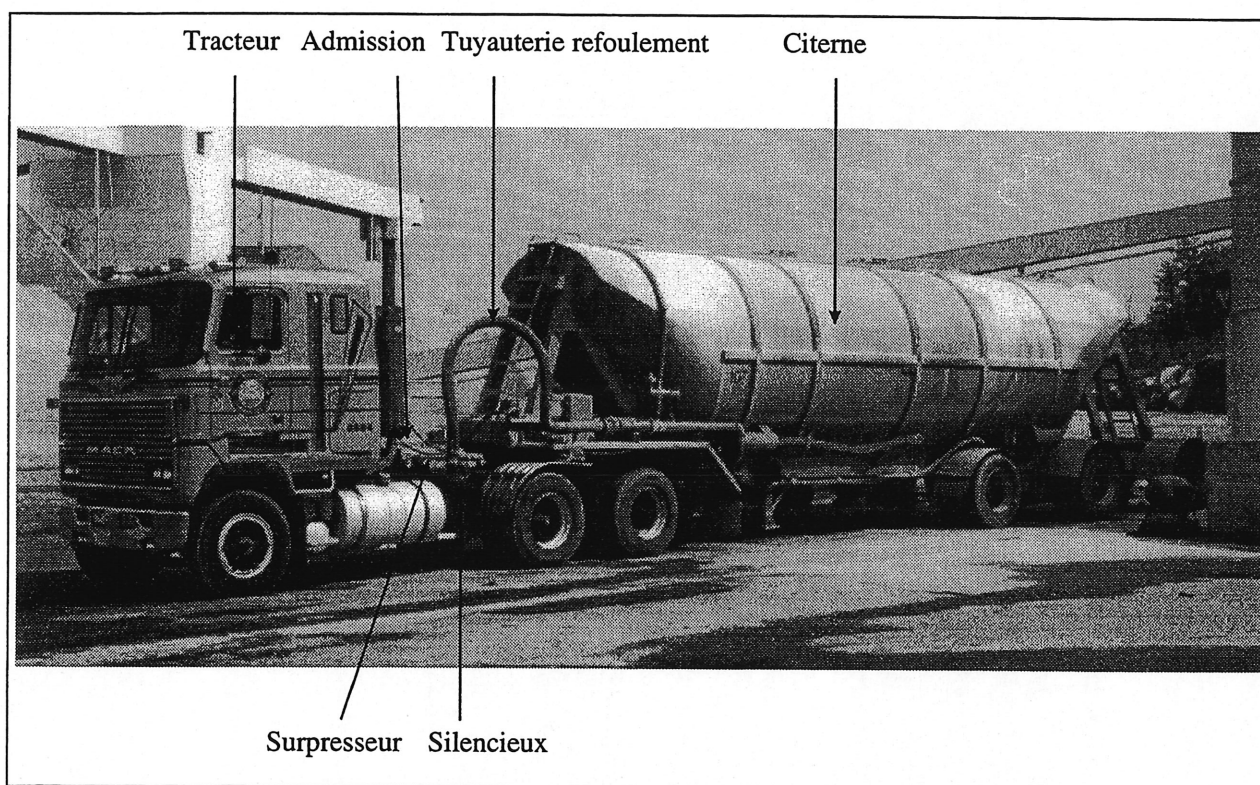


Figure IV.24 : Vue d'ensemble du camion « Breton Transport » et des différents sous-systèmes

Le montage utilisé pour l'identification des sources de bruit est le suivant :

Camion	« Mack » No 8880
Surpresseur bilobe (fonctionnant « en pression »)	HIBON SNH 12
Vitesse surpresseur	2340 r/min
Pression de service	75842 Pa (11 PSI ; $r=1.75$)

Lors de la hiérarchisation des sources de bruit, nous nous servirons également du montage suivant :

Camion	"Volvo" No 96119
Surpresseur bilobe (fonctionnant « en pression »)	HIBON SNH 12
Vitesse surpresseur	2430 r/min
Pression de service	79290 Pa (11.5 PSI, $r=1.78$)

2.1.1 Matériel utilisé

♦ Mesures sonométriques

Microphone	Larson Davis	LD2559
Analyseur de spectre	Larson Davis	LD 2900

♦ Mesures intensimétriques

(2) Microphones	Bruël & Kjaer	BK4135
Sonde intensimétrique	Bruël & Kjaer	BK 3519
Alimentation microphones	Bruël & Kjaer	BK2804
Calibrateur acoustique	Bruël & Kjaer	BK4230
Analyseur de spectre	Larson Davis	LD 2900
Enregistreur D.A.T.	Sony	TCD D10 ProII
Tachymètre	Veeder-Root	VR6611

2.2. Identification des sources de bruit

2.2.1 Relevés sonométriques

Les relevés suivants ont été effectués autour du camion à des distances de 3 m. des dimensions hors tout du camion et à 1 m. de hauteur sur sol réfléchissant :

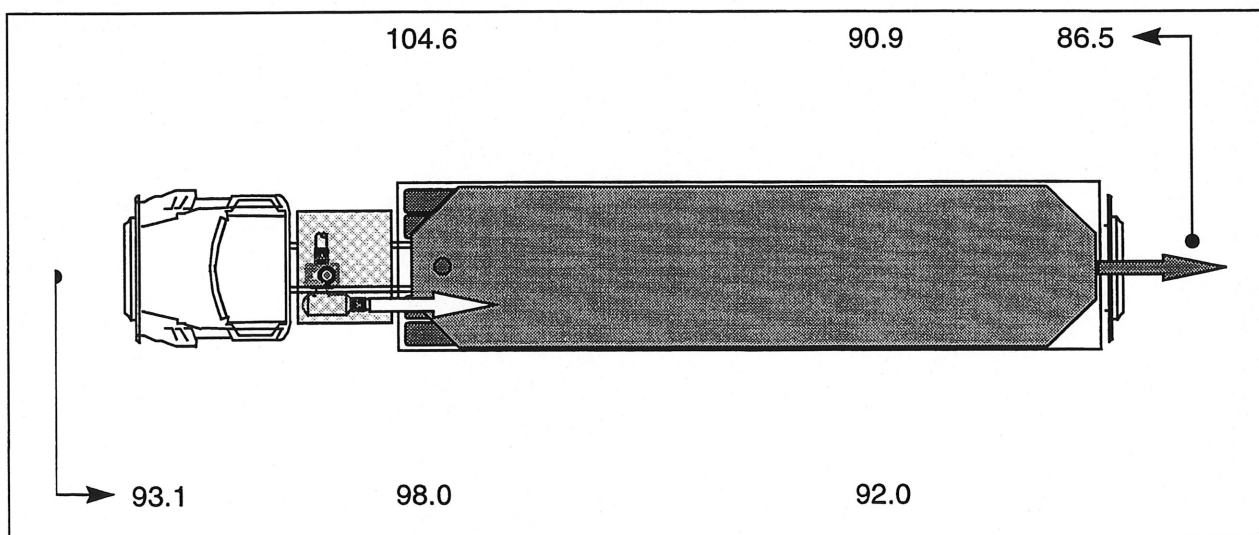


Figure IV.25 : Relevé des niveaux de pression en dB(A) à 3m. hors tout du camion

Nous remarquons que les niveaux de pression autour du camion sont très élevés et que les niveaux maximum sont situés à proximité de l'admission du surpresseur.

Les spectres situés en annexe à partir de la page 155 nous montrent effectivement que les niveaux de pression sont importants - 107.7 et 113.3 dB(A) - et que les fréquences d'excitations correspondent bien à des harmoniques de la pulsation fondamentale de l'écoulement ; rappelons que pour un surpresseur bilobe tournant à 2340 r/min, H_1 est située à la fréquence de 156 Hz. (4 transferts volumétriques par tour au lieu de 6).

2.2.2 Identifications des sources de bruit

Le système surpresseur embarqué est une machine relativement simple et suite à l'étude sonométrique, nous pouvons facilement identifier les sources de bruit en le décomposant en sous-systèmes, chacun de ces sous-systèmes constituant une source potentielle de bruit.

Le système étudié se décompose en 6 sous-systèmes distincts :

- Le **circuit d'admission** : c'est le circuit directement en amont du surpresseur, il se compose en réalité bien souvent d'un simple tuyau aspirant l'air à pression atmosphérique.
- Le **surpresseur** : c'est la machine qui réalise le transfert volumétrique de l'air vers la citerne. Cependant, nous n'oublierons pas que là encore le modèle utilisé (ancien SNH 12) possède des ouvertures sur les plateaux et que celles-ci sont responsable d'un défaut d'étanchéité du corps du surpresseur ainsi que nous le verrons ultérieurement.
- Le **silencieux de refoulement** : c'est le circuit directement en aval du surpresseur, c'est un silencieux de type réactif simple (à une chambre d'expansion simple).
- La **tuyauterie de refoulement** : directement reliée au circuit précédent, c'est elle qui alimente la citerne.
- La **citerne** : elle est située sur la remorque du camion et contient le chargement.
- Le **tracteur** : c'est la partie motrice du camion, elle englobe par conséquent le moteur, l'échappement et la transmission.
-

Nous pouvons séparer ces sources en deux types de générateurs de bruit : les sources actives et les sources réactives (passives) :

Sources actives	Sources réactives (passives)
surpresseur	circuit d'admission
tracteur	silencieux de refoulement
	tuyauterie de refoulement
	citerne

Tableau IV-1 : Séparation des sources actives et des sources réactives (passives).

2.3. Hiérarchisation des sources de bruit

Les puissances acoustiques suivantes ont été obtenues lors de mesures sur le camion « *Volvo* » ; les mesures des niveaux d'intensité ont été effectuées par balayage de surfaces imaginaires entourant chacun des sous-système précédemment mis en évidence.

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]
Surpresseur	111.6
Citerne	109.5
Circuit d'admission	109.1
Tuyauterie de refoulement	109.0
Tracteur (Volvo 96)	104.0
Silencieux de refoulement	103.4
Total	116.4

Tableau IV-2 : Hiérarchisation des sources de bruit obtenues avec le tracteur « *Volvo* »

- Le **surpresseur** est par son bruit direct la source numéro 1 du système
- La **citerne**, l'**admission** et la **tuyauterie** de refoulement sont trois sources qui arrivent presque toutes au même niveau. Ce sont rappelons-le des sources réactives qui sont excitées par le système surpresseur (excitation aéraulique).
- Le **tracteur** est dans le cas présent (tracteur « *Volvo* ») la source la plus faible.

Le lecteur trouvera en annexes à partir de la page 155 , les spectres caractéristiques des niveaux de bruit autour du tracteur et du corps du surpresseur.

2.3.1 Remarque concernant les puissances acoustiques des tracteurs utilisés

Les résultats obtenus avec le camion « *Mack* » sont identiques en ce qui concerne les sources (actives et passives) excitées par le système surpresseur (excitation aéraulique).

En revanche, les puissances obtenues pour les deux tracteurs des camions “Mack” et “Volvo” seuls sont extrêmement différentes :

Lw [dB(A)]	Tracteur “Volvo”	Tracteur “Mack”
sans charge	95.5	106.9
avec charge	104.0	118.4

Il apparaît en effet que le tracteur du camion “Mack” est toujours plus bruyant que celui du camion “Volvo” et ce quelque soit le type de fonctionnement (avec une charge ou sans charge résistive). De plus le tracteur du camion “Mack” est même plus bruyant sans charge que le tracteur du camion “Volvo” avec charge !

2.4. Conclusion de l'étude sur les camions « Breton Transport »

Le surpresseur utilisé (avec ouvertures sur les plateaux) est au cœur du problème de bruit :

- son bruit direct est la source principale du système,
- c'est la source active qui excite tous les sous systèmes reliés à la conduction de l'air (bruit d'origine aéraulique) tels que la citerne, le circuit d'admission, le silencieux de refoulement et la tuyauterie de refoulement,
- l'opérateur est dans le champ direct de ces sources et leurs spectres de bruit est particulièrement agressif pour l'oreille humaine (se rapporter aux spectres de la Figure VII.16 à la page 157).

Les silencieux gagnent à être optimisés :

- la puissance acoustique des sources réactives telles que la citerne, l'admission et la tuyauterie de refoulement peut diminuer si l'excitation aéraulique est réduite à la source (cas précédent) ou si les silencieux d'admission et de refoulement sont optimisés.

Le choix du tracteur est un élément important pour le problème du bruit :

Il existe une grosse différence de puissance acoustique entre les deux tracteurs testés; elles sont justifiées par :

- le régime de rotation du moteur (1095 r/min pour le moins bruyant contre 1400 r/min pour le plus bruyant),
- âge des tracteurs (1996 pour le moins bruyant contre 1988 pour l'autre),
- les performances recherchées (le plus bruyant est aussi le plus robuste et correspond à un usage « sur le terrain », le moins bruyant, également plus puissant est prévu pour la route),
- le prix d'achat.

3. IDENTIFICATION ET HIÉRARCHISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS « *SUPERVAC* »

3.1. Introduction

Ces camions sont des camions aspirateurs ; le système surpresseur comporte à l'admission un système de filtres (filtres cyclones, filtres à manche, filtre papier) permettant la dépressurisation de la citerne un surpresseur bilobe, une tuyauterie de refoulement ainsi que son silencieux permettant le refoulement à l'air libre. Le système comprend aussi une injection permettant l'entrée d'air au cours du processus de pompage (refroidissement du surpresseur et sécurité en cas de vide poussé).



Figure IV.26 : Vue d'ensemble d'un camion « *SuperVac* »

Camion	323ME118
Surpresseur bilobe (fonctionnant en vide)	HIBON S.I.A.V. 25
Vitesse surpresseur	1830r/min
Pression service	-55158 Pa (-8 PSI ; $r=1.54$)

3.2. Identification des sources de bruit

Le système surpresseur embarqué est une machine relativement complexe, et la compacité du montage n'autorise pas toutes les sous-structurations souhaitées. Il reste néanmoins possible d'identifier les

sources de bruit en le décomposant en plusieurs sous-systèmes caractéristiques, chacun de ces sous systèmes constituant une source potentielle de bruit.

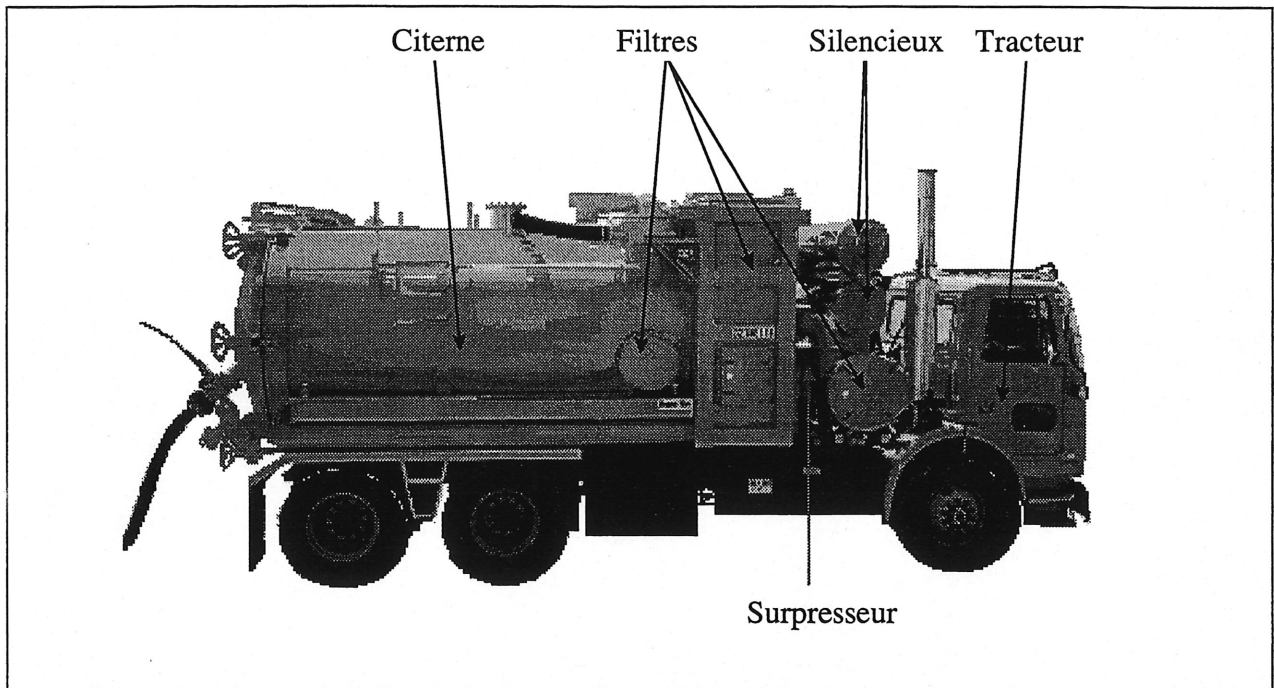


Figure IV.27 : Vue d'ensemble des sous-systèmes

Le système étudié se décompose en 5 sous-systèmes distincts :

- La **citerne** : elle est située sur la partie arrière du camion et permet de recueillir le chargement que l'on pompe à l'extérieur. Elle englobe également les deux premiers étages de filtration (filtre cyclone et filtres à manche)
- Le **filtre** : c'est une cartouche assurant le filtrage final de l'air provenant de la cuve : il évite ainsi le colmatage de tout le circuit aval (surpresseur, silencieux...) ainsi qu'un éventuel rejet de particules solides dans l'atmosphère (poussières...)
- Le **surpresseur** : c'est la machine qui réalise le transfert volumétrique de l'air de la citerne vers l'atmosphère.
- Le **refoulement** des silencieux : les silencieux sont de type réactif-dissipatif et assurent la libération de l'air aspiré vers l'atmosphère ainsi que l'injection d'air en phase de précompression (refroidissement du surpresseur et sécurité en cas de vide poussé)
- Le **tracteur** : c'est la partie motrice du camion, elle englobe par conséquent le moteur, l'échappement et la transmission.

Nous pouvons séparer ces sources en deux types de générateurs de bruit : les sources actives et les sources réactives (passives).

Sources actives	Sources réactives (passives)
surpresseur	citerne
tracteur.	filtres
	silencieux de refoulement

Tableau IV-3 : Séparation des sources actives et des sources réactives (passives) du camion « *SuperVac* »

3.3. Hiérarchisation des sources de bruit

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]
Refoulement	105.3
Tracteur	104.7
Citerne	102.9
Filtre	97.2
Surpresseur	N/D
Total	109.5

Tableau IV-4 : Hiérarchisation des sources de bruit du camion « *SuperVac* »

- Le **refoulement** des silencieux constitue le bruit de bouche.
- Le **tracteur** est ici la deuxième source, ce qui est normal car il s'agit du système de motorisation d'un camion de grande capacité. Les sources sont « classiquement » la grille de radiateur et l'échappement. De plus, ces sources participent dans une moindre mesure à l'exposition au bruit de l'opérateur qui n'est pas dans le champ de celles-ci, la grille du radiateur étant en avant du camion et l'échappement au-dessus de la cabine (c'est de plus un bruit moins agressif pour l'oreille humaine).
- La **citerne** est une source réactive qui est excitée par le système surpresseur (excitation aéraulique).
- Le **filtre** est, rappelons-le, une source réactive qui est excitée par le système surpresseur (excitation aéraulique).
- La compacité du montage fait que le **surpresseur** est presque toujours englobé dans la machine ; nous n'avons donc pas pu déterminer de manière rigoureuse et satisfaisante sa puissance acoustique.

3.4. Conclusion concernant les camions « SuperVac »

Le surpresseur est à nouveau au cœur du problème de bruit :

- le refoulement des silencieux génère un « bruit de bouche » qui constitue la source la plus importante et ce, malgré la présence de silencieux relativement performants; son origine est la fluctuation de pression générée par le surpresseur,
- cette même fluctuation de pression est à l'origine de l'excitation de tous les sous systèmes passifs tels que la citerne, les filtres et les différentes tuyauteries,
- l'opérateur est dans le champ direct de toutes les sources précédemment décrites et leurs spectres de bruit sont particulièrement agressifs pour l'oreille humaine (spectres de raies).

Le choix du tracteur est un élément important pour le problème du bruit :

Le tracteur testé est très semblable à celui du camion "Volvo" de "Breton Transport", il est donc logique de retrouver une puissance acoustique voisine.

Dans le cas actuel, cette source arrive en deuxième position, cependant elle reste relativement "secondaire" par rapport à la citerne et aux filtres dans la mesure où l'opérateur n'est pas dans le champ de celle-ci, la grille du radiateur étant en avant du camion et l'échappement au dessus de la cabine et qu'en outre le tracteur est à l'origine d'un bruit moins agressif pour l'oreille humaine (spectre plus uniforme sans émergence de raies).

4. CARACTÉRISATION DES SOURCES DE BRUIT SUR LES CAMIONS

«GAPVAX»

4.1. Introduction

Ces camions sont également des camions aspirateurs ; le système surpresseur se compose comme précédemment à l'admission d'un système de filtres (filtres cyclones, filtres à manche, filtre papier) permettant la mise sous vide de la citerne, un surpresseur trilobe cette fois, une tuyauterie de refoulement ainsi que son silencieux permettant le refoulement à l'air libre. Le système comprend aussi une injection permettant l'entrée d'air au cours du processus de pompage (refroidissement du surpresseur et sécurité en cas de vide poussé).

À la différence des deux études précédentes, nous nous attarderons ici sur la caractérisation du bruit de ligne (en conduite) de ces surpresseurs. En effet, nous savons maintenant que le bruit de bouche est une des premières sources de bruit, et nous nous efforcerons donc de relever des paramètres caractéristiques permettant la mise au point d'un silencieux adapté à ces systèmes surpresseurs.

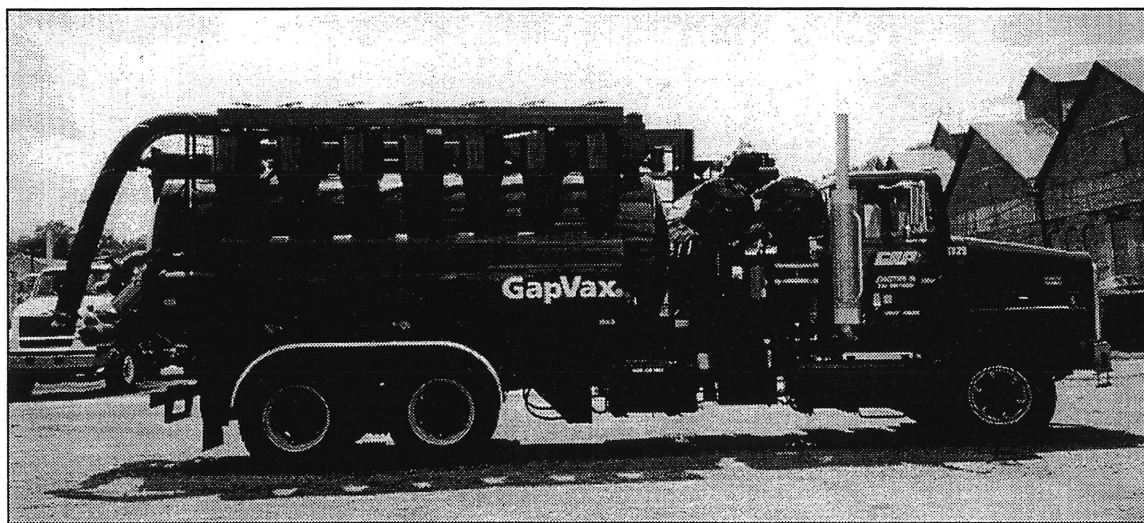


Figure IV.28 : Vue d'ensemble du camion "GapVax"

Camion	TK 29
Surpresseur SLAV (fonctionnant en vide)	HIBON SLAV 8702
Vitesse surpresseur	1780 r/min
Pression service	-51710 Pa à -82737 Pa (-15" Hg à -24" Hg ; r=1.51 à 1.82)

4.2. Identification des sources de bruit

4.2.1 Relevés sonométriques

Les mesures se font à 1.5 m. d'un sol réfléchissant et à des distances de 1 m., 3m. et 7m. des dimensions hors tout du camion.

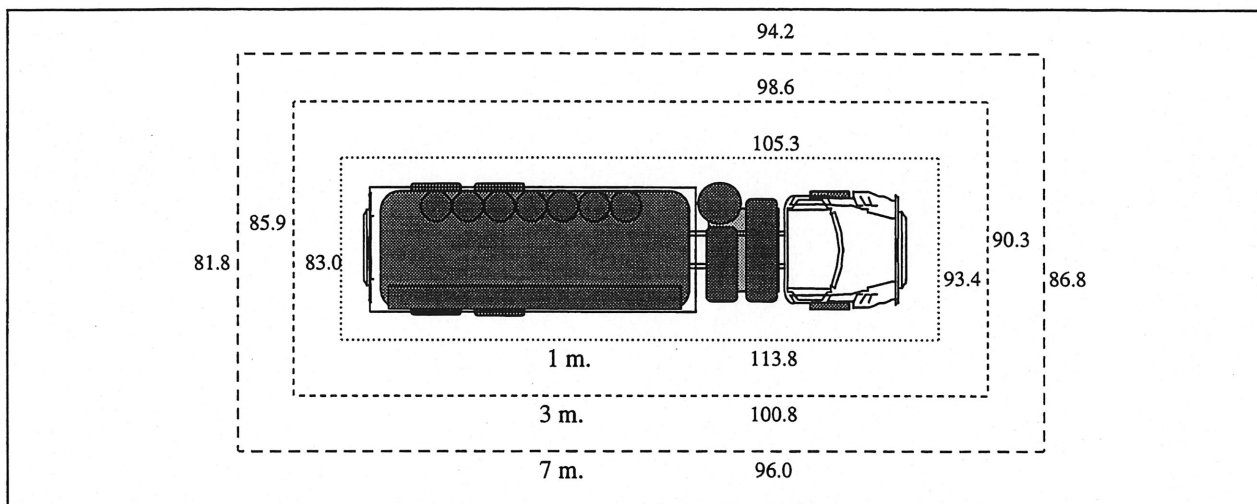


Figure IV.29 : Niveaux de pression acoustique à 1m., 3m. et 7m. du camion

Un spectre typique de pression est donné ci-dessous :

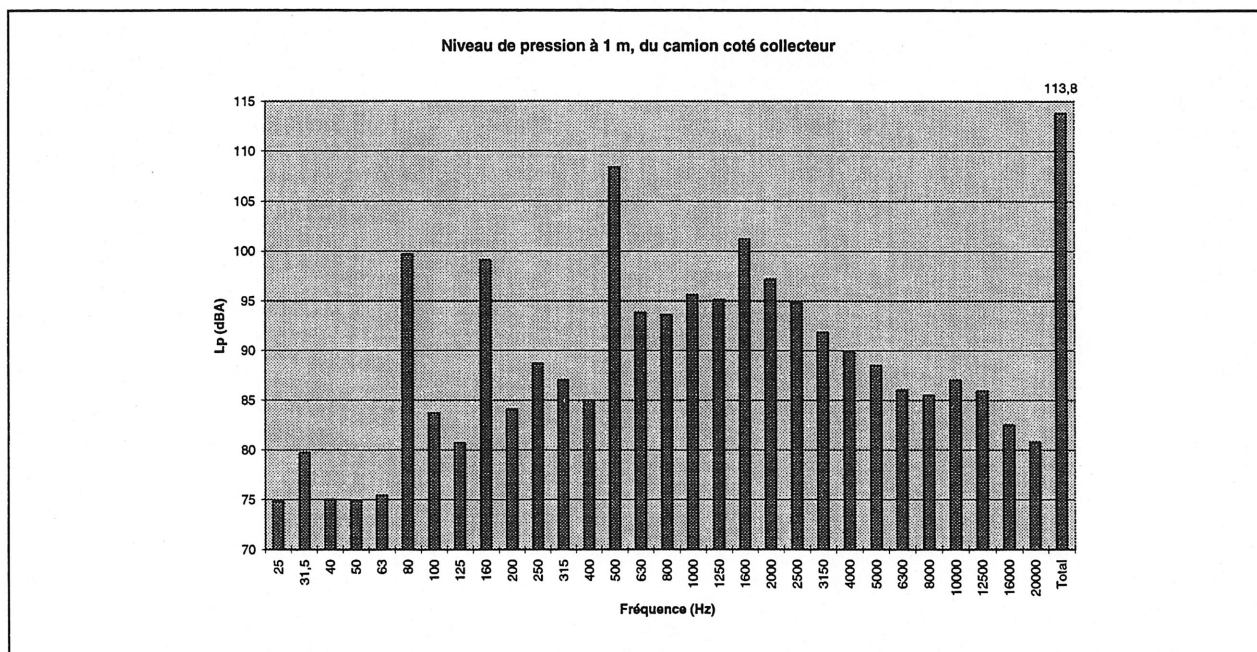


Figure IV.30 : Niveau de pression à 1m. du camion côté collecteur

Nous voyons que 4 bandes émergent particulièrement, soient : 80 Hz, 160 Hz, 500 Hz and 1600 Hz. Pour une vitesse de rotation de 1780 r/min, ces dernières contiennent donc les harmoniques $H_{1/2}$, H_1 , H_3 et H_9 . De plus, la tendance générale est une prédominance des bandes proches de 1660 Hz ; remarquons que c'est également dans cette région que le silencieux de refoulement est le moins efficace, ainsi que nous le verrons à la Figure IV.33 à la page 69.

4.2.2 Identification des sources de bruit

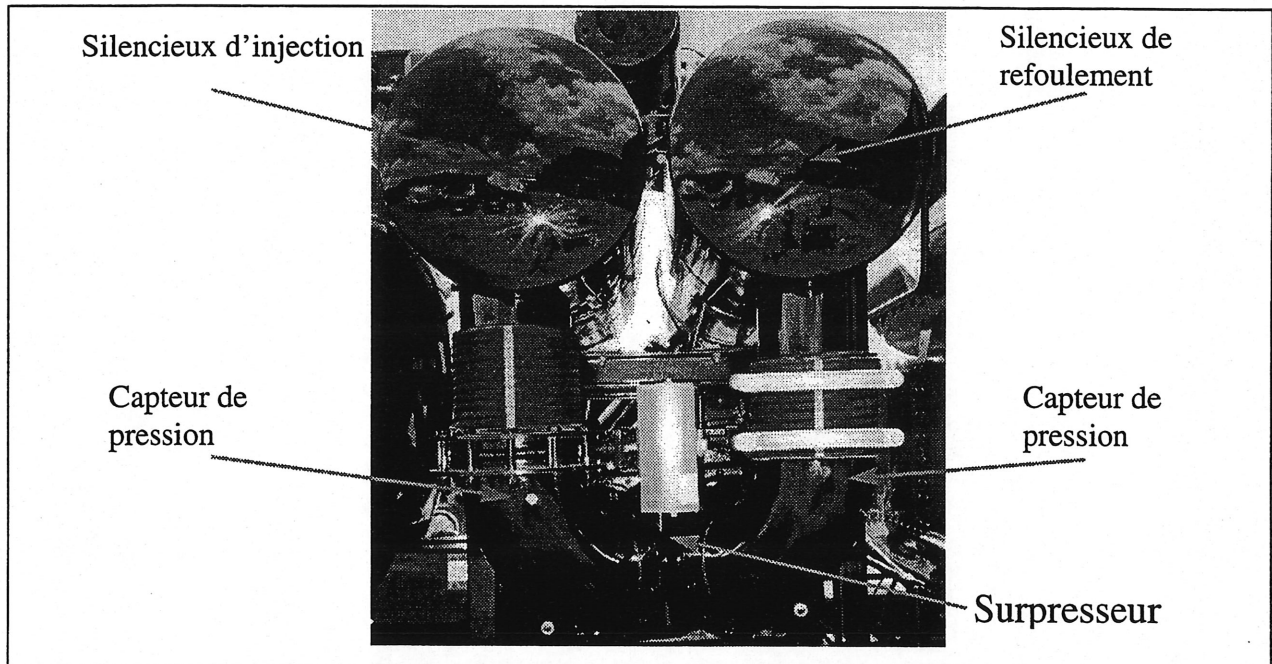


Figure IV.31 : Vue de détail du système surpresseur

Nous avons identifié les 5 sous-systèmes suivants :

- **Corps du surpresseur + collecteur** : le corps du surpresseur et son collecteur ne peuvent être différenciés compte tenu du montage utilisé.
- **Corps du silencieux de sortie** : c'est l'enveloppe même du silencieux.
- **Corps du silencieux d'injection** : idem mais pour l'injection.
- **Echappement du silencieux de refoulement** : le bruit de ligne se retrouve à l'air libre et génère le bruit de bouche.
- **Echappement du silencieux d'injection** : idem mais pour l'injection.

♦ Cartographie intensimétrique

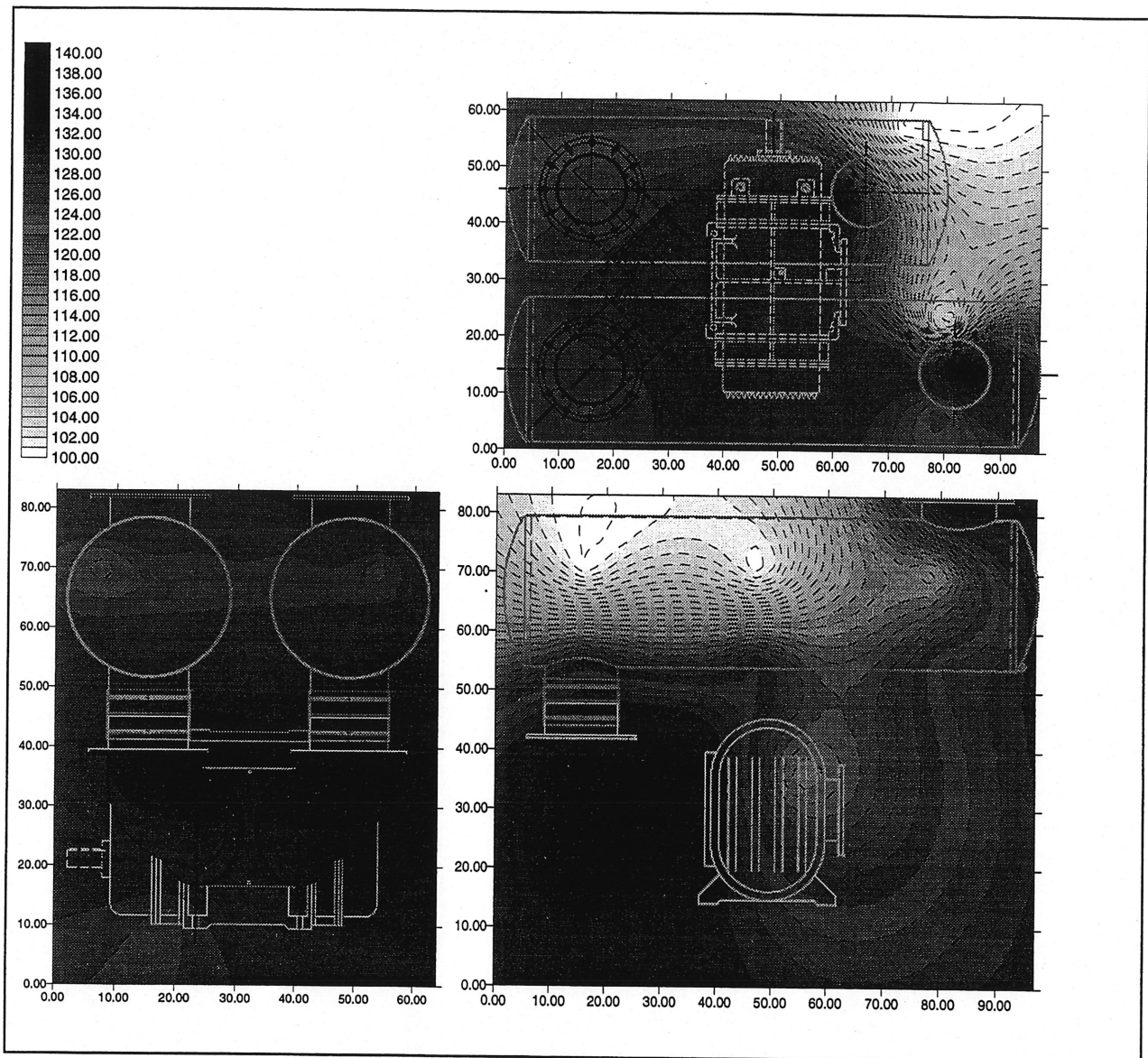


Figure IV.32 : Cartographie intensimétrique de trois faces du système surpresseur

4.3. Hiérarchisation de sources de bruit

Composante	Lw [dB(A)]
Corps du surpresseur + collecteur	119.1
Corps du silencieux de refoulement	112.6
Echappement du silencieux de refoulement	112.1
Echappement du silencieux d'injection	110.2
Corps du silencieux d'injection	104.7
TOTAL	120.6

Ces résultats montrent que le corps du surpresseur et son collecteur forment la source de puissance numéro un du système; ceci dit, il est bien entendu que la surface d'émission du surpresseur est bien plus importante que celle des échappements, par exemple, et par conséquent que le champ acoustique au voisinage de l'échappement du silencieux d'injection est le plus fort de tous.

4.4. Caractérisation des sources de bruit

Les niveaux de pression ont été mesurés dans les trois conduites du surpresseur, soient : l'aspiration, le refoulement et l'injection. Ces niveaux de pression sont des niveaux « en ligne » et permettent d'avoir une première idée sur l'importance respective des trois conduites du surpresseur.

Nous utiliserons le matériel suivant :

(2) Capteurs piézo	PCB	106B
(2) Alimentation capteurs	PCB	480C02
Analyseur de spectre	Larson-Davis	LD 2900
Enregistreur D.A.T.	Sony	TCD D10 ProII

Les résultats obtenus sont exprimés dans le tableau suivant :

	Refoulement [dB(A)]	Admission [dB(A)]	Injection [dB(A)]
1785 r/min 51710 Pa (15 in. Hg)	159.0	148.1	158.2
1758 r/min 82737 Pa (24 in. Hg)	163.1	140.3	165.3

Tableau IV-5 : Niveau de pression à l'admission, au refoulement et à l'injection du surpresseur.

Les résultats nous montrent qu'à des niveaux de vide moyen, l'injection et le refoulement ont des niveaux de pression équivalents, tandis que l'admission se situe à un niveau légèrement plus faible ; le

lecteur trouvera en annexe à partir de la page 158, les allures temporelles des fluctuations de pression au refoulement du surpresseur.

Pour des vides poussés, le phénomène est plus complexe : le niveau de pression à l'admission diminue tandis que celui de l'injection augmente. Tous ces résultats semblent concorder avec les informations disponibles à HIBON sur le fonctionnement de ces machines [45] : en cas de blocage de l'aspiration, le fluide est aspiré via l'injection, tandis qu'en usage normal, l'injection contribue également au refoulement du fluide ; ceci explique les niveaux de pression proches entre refoulement et injection en fonctionnement standard.

4.5. Performances des silencieux

4.5.1 Performances du silencieux de refoulement

♦ Chute de pression statique

Il s'agit ici d'une donnée de pression correspondant à la chute de pression statique occasionnée par l'insertion du silencieux :

Pression de service [Pa (in. Hg)]	Vitesse rotation [r/min]	Chute de pression [Pa (in.H ₂ O)]
17236 (5.00)	1735	1120 (9.0)
51710 (15.00)	1710	1718 (13.8)

Cette grandeur a été mesurée afin de constituer une grandeur de référence pour la comparaison ultérieure de différents silencieux.

♦ Réduction de bruit

La réduction de bruit (N.R. pour *Noise Reduction*) est la différence de niveau de pression entre deux points choisis arbitrairement en entrée et sortie d'un système atténuateur.

L'utilisation de cette grandeur ne nécessite pas la connaissance de l'impédance de source et ne requiert pas de terminaison anéchoïque (pour plus de détails, le lecteur pourra se référer à la Figure V.8 à la page 86).

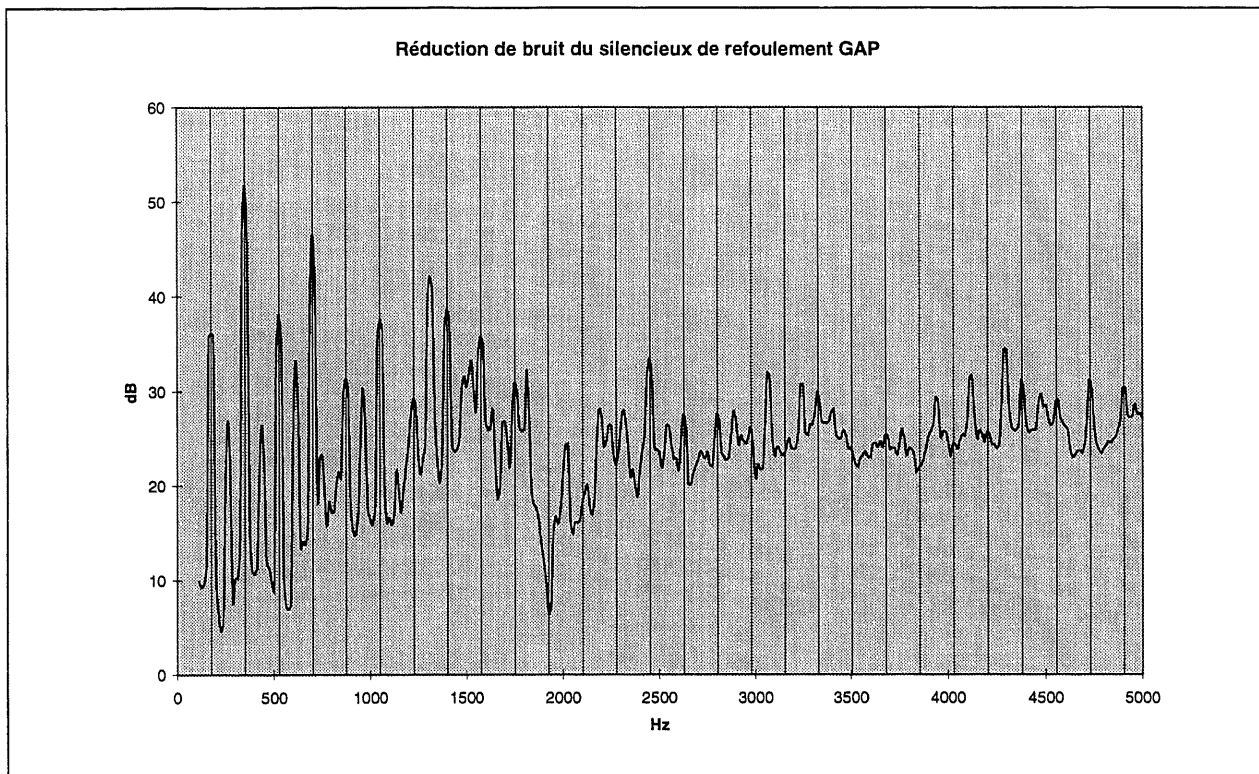


Figure IV.33 Réduction de bruit du silencieux de refoulement
« GapVax » (1752 RPM 15" Hg Outlet)

Ces spectres sont tout à fait caractéristiques de la fluctuation de pression causée par le surpresseur, nous reconnaissons ici la fondamentale H_1 située à 171 Hz.

Nous voyons par ailleurs qu'aux environs de 1900 Hz, le niveau de pression en sortie est presque identique à celui d'entrée : le silencieux n'est pas efficace pour cette plage de fréquences. Le lecteur trouvera en annexe, à partir de la page 159, les graphiques des réductions de bruit obtenues à différentes pressions de service.

Nous obtenons finalement les réductions de bruit globales suivantes :

Pression de service [Pa (in. Hg)]	Vitesse de rotation [r/min]	Réduction de bruit [dB]
51710 (15.00)	1752	34.2
82737 (24.00)	1730	32.1

♦ Conclusion

Bien que la réduction de bruit globale soit satisfaisante, nous avons vu que ce silencieux était peu performant au voisinage de 1900 Hz.

4.5.2 Performance du silencieux d'injection

♦ Réduction de bruit

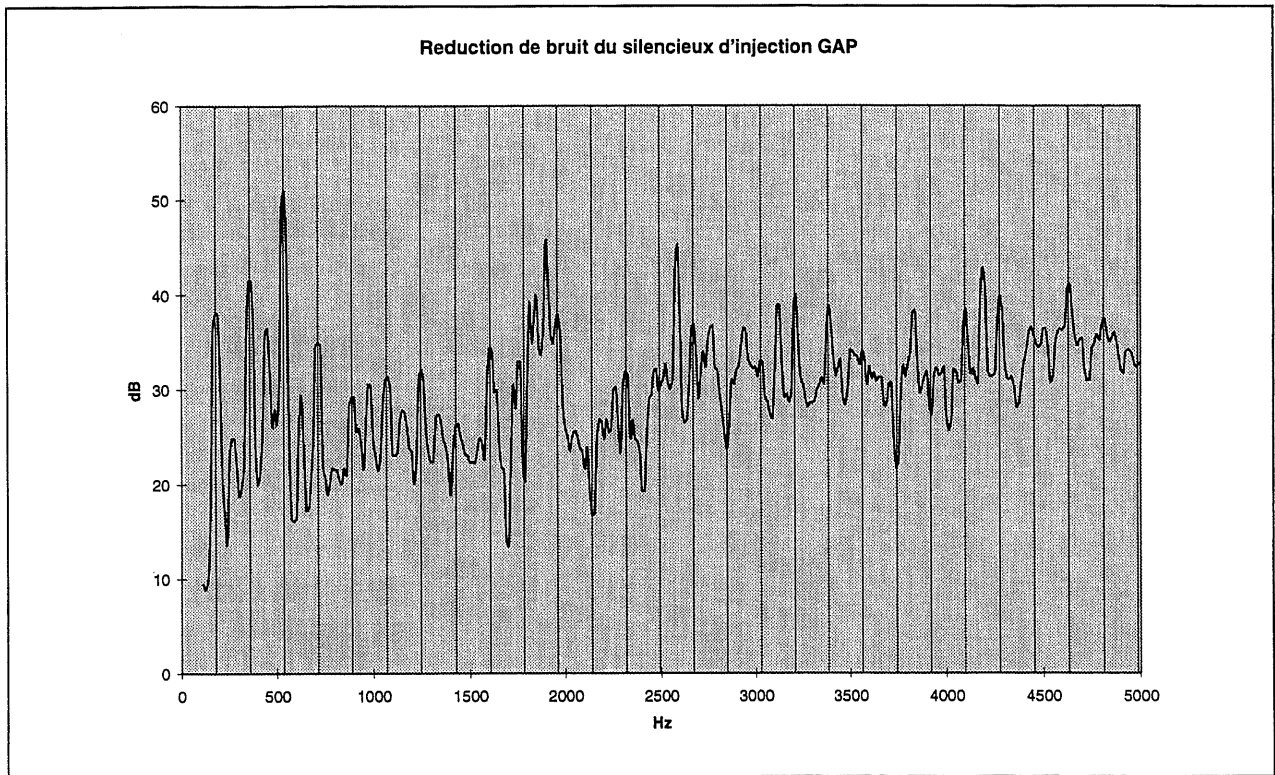


Figure IV.34 : Réduction de bruit du silencieux d'injection « *GapVax* »
(1781 RPM 15" Hg Injection)

Le lecteur trouvera en annexe, à partir de la page 164, les graphiques des réductions de bruit obtenues à différentes pressions de service.

De même nous obtenons les réductions de bruit globales suivantes :

Pression de service [Pa (in. Hg)]	Vitesse de rotation [r/min]	Réduction de bruit [dB]
51710 (15.00)	1781	34.1
82737 (24.00)	1757	31.9

♦ Conclusion

Nous avons donc dans ce dernier cas un silencieux plus court que le précédent (mais avec un rapport homothétique) dont la réduction de bruit globale est satisfaisante et qui semble efficace à toutes les fréquences.

4.6. Conclusion sur les camions « GapVAX »

Le bruit direct du corps surpresseur est la source de puissance dominante :

- nous noterons cependant que le niveau de bruit au voisinage du collecteur et des échappements (au refoulement comme à l'admission) est très important.

Nous avons observé expérimentalement que l'efficacité des silencieux était due à leur dimensionnement (en particulier les longueurs des chambres internes et des tubes d'impédances) et non pas simplement au volume global des silencieux, ainsi qu'il est courant de l'entendre dans le domaine des systèmes surpresseurs :

- dans le cas présent, un silencieux plus court (silencieux d'injection) est plus efficace qu'un silencieux long (silencieux de refoulement).

5. CONCLUSION DE L'ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES EMBARQUÉS

Le système surpresseur est à la base du problème de bruit :

- bruit direct du corps du surpresseur,
- bruit de bouche (du refoulement, de l'injection ou de l'admission),
- bruit des composantes réactives (sources secondaires) à l'excitation aéraulique générée par le surpresseur (tuyauteries, silencieux, filtres, citernes, etc.).

La réduction du bruit de ces camions passe par :

- la réduction du bruit direct du corps du surpresseur,
- la réduction du bruit de bouche,
- la réduction bruit des sources secondaires.

Les pistes de solutions pour la réduction du bruit des systèmes surpresseurs embarqués sont :

- la réduction du bruit direct du corps du surpresseur passe par la réduction à la source de la fluctuation de pression au sein du surpresseur (optimisation du mécanisme de compression...),
- une optimisation des silencieux nous garantit également une réduction du bruit de bouche,
- la réduction du bruit des sources passives ; elle provient des solutions précédentes ainsi que d'une meilleure conception vibroacoustique des composantes (perte par transmission, facteur de rayonnement, etc.).

V ÈME CHAPITRE : DÉVELOPPEMENT DE SOLUTIONS POUR LA RÉDUCTION DES SOURCES DE BRUIT

1. ÉMERGENCE DE CONCEPTS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT

Les deux études précédentes nous ont permis d'identifier, de hiérarchiser et de caractériser les sources de bruit d'un système surpresseur.

Dans le cas du système fixe, nous avons vu que la base était la source principale de bruit, suivie du bruit du corps du surpresseur et enfin du bruit de bouche. Pour le système embarqué, les sources dominantes de bruit sont encore une fois le corps du surpresseur ainsi que celui du collecteur suivi de très près du bruit de bouche.

Nous souhaitons dans le présent chapitre développer des solutions pour la réduction de ces trois sources de bruit : le bruit de bouche, le bruit généré par la base (ou collecteur puisqu'il s'apparente à la base d'un point de vue vibroacoustique) et celui généré par le surpresseur.

1.1. Réduction du bruit de bouche

Le tableau ci-dessous détaille les moyens à mettre en oeuvre pour la réduction de l'excitation aéraulique générée par le surpresseur et responsable du bruit de bouche :

Excitation	Réduction de l'excitation possible par...	Moyen à mettre en œuvre...
Excitation aéraulique générée par le surpresseur	<ol style="list-style-type: none">1. réduction de l'excitation aéraulique générée par le surpresseur2. optimisation des dimensions et de l'arrangement interne des silencieux3. l'augmentation de la perte par transmission des parois du silencieux	<ul style="list-style-type: none">• voir paragraphe suivant• mise au point et optimisation d'un silencieux réactif-dissipatif.

Tableau V-1 : Emergence de concepts pour la réduction du bruit de bouche

La piste la plus intéressante est, compte tenu des puissances en jeu, la réduction du bruit de bouche par une meilleure conception des silencieux. Bien entendu, la réduction de l'excitation aéraulique générée par le surpresseur entraîne également la réduction du bruit de bouche.

1.2. Réduction du bruit généré par la base

La base est essentiellement un caisson parallélépipédique en acier supportant le surpresseur et le moteur et dont la cavité sert également de silencieux de refoulement pour le surpresseur.

Excitation	Réduction du bruit généré	Moyen à mettre en œuvre...
Excitation aéraulique générée par le surpresseur et transmise par voie solidienne à la base	<ol style="list-style-type: none"> 1. diminution du facteur de rayonnement 2. contrôle des modes structuraux des parois 3. augmentation de la fréquence critique 4. diminution des vitesses vibratoires des parois 	<ul style="list-style-type: none"> • changement de matériaux • changement des matériaux et/ou des épaisseurs • ajout de masse et/ou d'amortissement
Excitation aéraulique générée par le surpresseur et transmise par voie acoustique à l'intérieur de la cavité	<ol style="list-style-type: none"> 1. augmentation de la perte par transmission 2. contrôle des modes acoustiques de la cavité 	<ul style="list-style-type: none"> • ajout de masse et/ou d'amortissement • dimensionnement adapté à chaque système

Tableau V-2 : Emergence de concepts pour la réduction du bruit généré par la base

L'augmentation de la perte par transmission des parois et/ou la diminution du facteur de rayonnement passe par une diminution des vitesses vibratoires de la structure ; les seules solutions robustes et aisément transposables à différentes tailles de systèmes nous semble être l'ajout d'amortissement.

Aussi nous intéressons nous à cette piste via les approches vibroacoustiques suivantes:

- Couche viscoélastique simple

Selon FOIN [46] cette méthode est peu efficace, la seule amélioration obtenue est vraisemblablement due à l'ajout de masse sur la structure qui a comme effet de modifier l'impédance d'entrée de la structure et d'en diminuer les vitesses vibratoires.

- Couche viscoélastique avec couche contraignante

Toujours selon FOIN l'effet amortissant du viscoélastique est beaucoup plus marqué : les modes propres de la structure sont très fortement atténués. Toutefois cette amélioration est peu sensible en basse fréquence.

- Matériau poreux avec double paroi

L'étude des propriétés des matériaux multicouches comprenant une couche intermédiaire poreuse a été faite par PANNETON [47].

- Paroi double

L'étude des parois doubles revient à celle des matériaux multicouches dont la couche intermédiaire est un fluide léger (air), nous nous rapporterons donc aux travaux de PANNETON. D'autres ouvrages plus appliqués sont également utilisables, tels que ceux décrits au chapitre 1 (page 19).

1.3. Réduction du bruit généré par le surpresseur

Le surpresseur à pistons rotatifs est une machine d'une grande simplicité apparente, mais il met en jeu de nombreux phénomènes thermodynamiques et aéroacoustiques complexes et peu étudiés

Excitation	Réduction de l'excitation possible par...	Moyen à mettre en œuvre...
Bruit direct du corps du surpresseur	<ol style="list-style-type: none"> 1. augmentation de la fréquence critique du corps du surpresseur 2. diminution du facteur de rayonnement du corps du surpresseur 3. adaptation d'impédance du surpresseur considéré comme source de bruit et des éléments amonts et aval 4. l'encoffrement du surpresseur 	<ul style="list-style-type: none"> • changement de matériau • ajout de masse et/ou d'amortissement, rigidification • ajouts de pavillon et de profils progressifs • techniques classiques d'encoffrement
Excitation aéraulique générée par le surpresseur	<ol style="list-style-type: none"> 5. contrôle de la fluctuation de pression 6. contrôle de la fuite statique entre les pistons et le corps et entre les deux pistons 7. réduction de l'effet « <i>cut-off</i> » des lobes des pistons 	<ul style="list-style-type: none"> • réduction de l'amplitude, contrôle du contenu spectrale de la fluctuation • l'idéal est de rendre minimale et constante la fuite (ou au moins sinusoïdale) • ajouts de profils progressifs

Tableau V-3 : Emergence de concepts pour la réduction du bruit généré par le surpresseur

Une piste de solution facilement mise en œuvre sans modification du surpresseur est l'adaptation d'impédance du surpresseur et des éléments amont et aval, par exemple :

un pavillon en aval du surpresseur peut assurer une bonne continuité d'impédance et maximiser la puissance acoustique transmise en sortie du surpresseur : nous évitons ainsi qu'une part trop importante de l'énergie acoustique soit réfléchi vers le surpresseur.

un tube avec ouverture progressive peut assurer en amont du surpresseur une bonne continuité d'impédance entre le silencieux d'aspiration et le surpresseur.

2. MISE AU POINT ET OPTIMISATION D'UN SILENCIEUX RÉACTIF-DISSIPATIF

Nous allons dans cette partie concevoir un silencieux réactif-dissipatif permettant d'atténuer simultanément plusieurs raies harmoniques du bruit d'un surpresseur.

L'objectif est d'obtenir un silencieux plus performant que celui utilisé actuellement.

Nous mettrons au point dans un premier temps un silencieux qu'il sera possible de modifier physiquement par un jeu de tubes d'impédance interchangeables, puis nous effectuerons une optimisation de ce silencieux à l'aide de mesures en laboratoire et finalement nous testerons le prototype retenu « *in situ* ».

2.1. Conception du silencieux

Le problème peut s'énoncer comme étant de concevoir un silencieux réactif-dissipatif capable d'atténuer, en présence d'un écoulement permanent, la fluctuation de pression due au surpresseur.

Nous savons que les premières harmoniques de la fluctuation de pression sont situées dans le domaine des basses fréquences et se propagent selon un mode plan - ondes planes - compte tenu de la section de la tuyauterie et des chambres; il est donc aisé de calculer un silencieux réactif à chambres et à résonateurs capable d'atténuer ces premières harmoniques.

Les harmoniques supérieures, en revanche, peuvent exciter des modes supérieurs - modes transverses - que l'approche unidimensionnelle utilisée ne peut pas prendre en compte ; nous savons cependant que ces fréquences peuvent être facilement atténuées par un matériau dissipatif et c'est pourquoi nous adjoignons une partie dissipative au silencieux.

2.1.1 Paramètres caractéristiques des silencieux

Les paramètres caractéristiques des performances acoustiques des silencieux sont les suivants :

la **Perte par Transmission** (*Transmission Loss*) : elle se calcule facilement lors de la modélisation, elle n'est cependant pas facilement mesurable car elle nécessite une terminaison anéchoïque (impédance nulle) ce qui est assez contraignant expérimentalement,

la **Perte par Insertion** (*Insertion Loss*) : elle est relativement facile à mettre en oeuvre expérimentalement (elle nécessite seulement la substitution du silencieux par une conduite simple), de plus elle est bien prédite lors des calculs de modélisation,

la **Réduction de Bruit** (*Noise Reduction*) : elle ne nécessite pas la connaissance de l'impédance de source et ne requiert pas de terminaison anéchoïque, c'est donc une donnée très simple à mesurer expérimentalement, mais en revanche, elle est difficilement calculable lorsqu'on ne connaît pas précisément les impédances de source et de rayonnement.

2.1.2 Conception théorique du silencieux

L'idée de base pour la conception de la partie réactive du silencieux est d'utiliser une succession de chambres d'expansions (deux minimum) et de résonateurs et de les accorder le plus précisément possible sur les fréquences des raies à atténuer.

Ainsi les dimensions de la première chambre seront déterminées afin d'atténuer la pulsation fondamentale de l'écoulement.

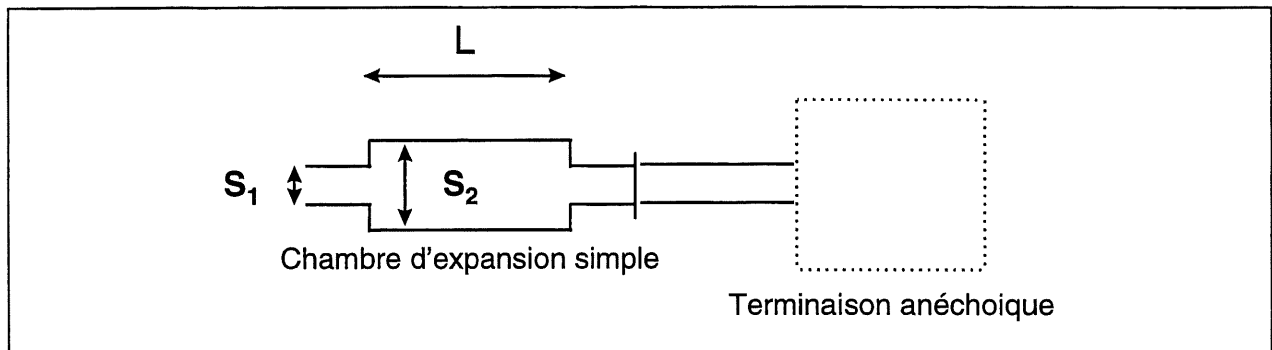


Figure V.1 : Chambre d'expansion simple

La Perte par Transmission (*Transmission Loss*) d'une chambre d'expansion simple en l'absence d'écoulement fluide telle que représentée ci dessus est donnée d'après HARRIS [31] par la formule suivante :

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\sigma - \frac{1}{\sigma} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (V-1)$$

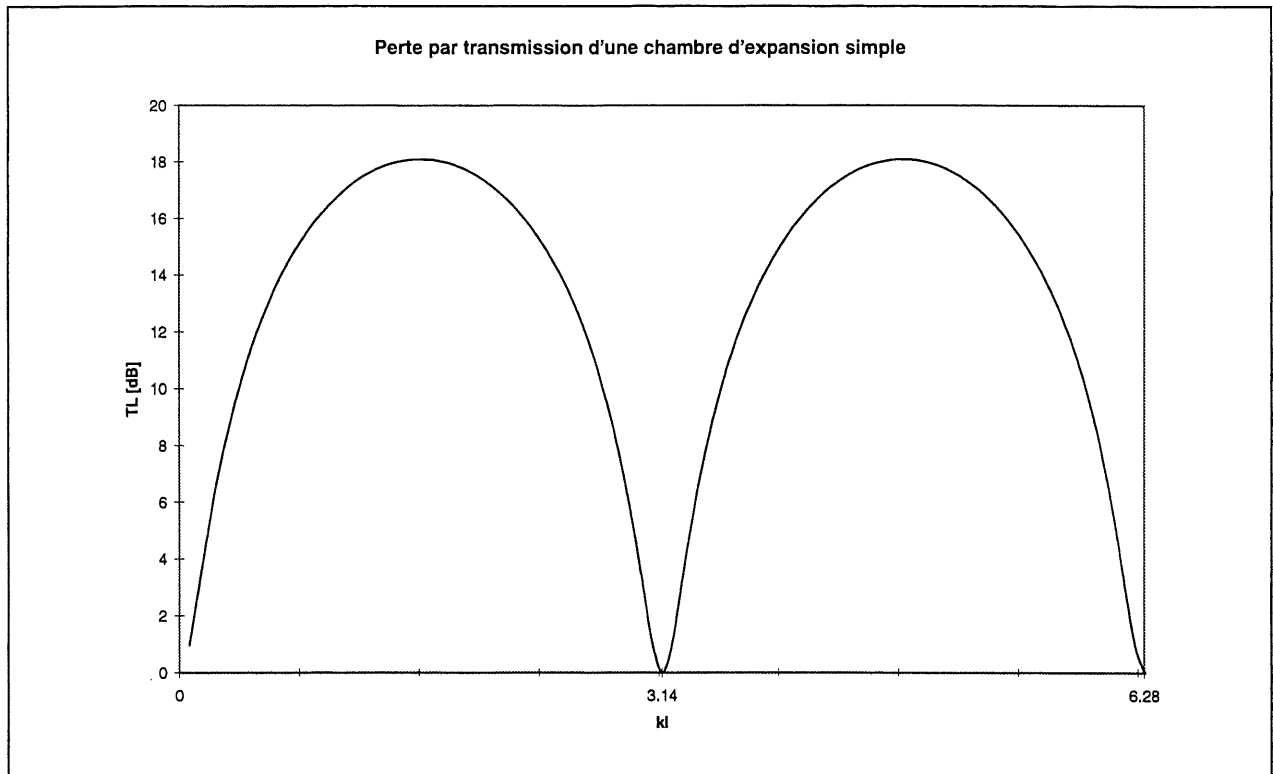


Figure V.2 : Perte par transmission d'une chambre d'expansion simple
($\sigma = 16$)

Les fréquences f_n des maximums d'atténuations de cette chambre d'expansion sont donc :

$$f_n = \left(n + \frac{1}{2}\right) \frac{c}{2L} \quad (V-2)$$

avec c : célérité du son [m.s^{-1}]

$\sigma = \frac{S_2}{S_1}$ est le coefficient d'expansion de la chambre [].

L : longueur de la chambre [m]

En choisissant d'accorder la chambre d'expansion en « quart d'onde », c'est à dire en imposant $L = \frac{\lambda_e}{4}$

où $\lambda_e = \frac{c}{f_e}$ est la longueur de l'excitation f_e

nous obtenons donc :

$$f_n = (2n + 1)f_e \quad (V-3)$$

Une telle chambre d'expansion atténue donc les harmoniques impairs de la pulsation fondamentale f_e .

Les dimensions de la deuxième chambre seront calculées afin d'atténuer la deuxième harmonique de la pulsation de l'écoulement $f_e' = 2f_e$: elle atténuera également les multiples impairs de cette deuxième harmonique :

$$f_n' = (2n + 1)f_e' = (4n + 2)f_e \quad (V-4)$$

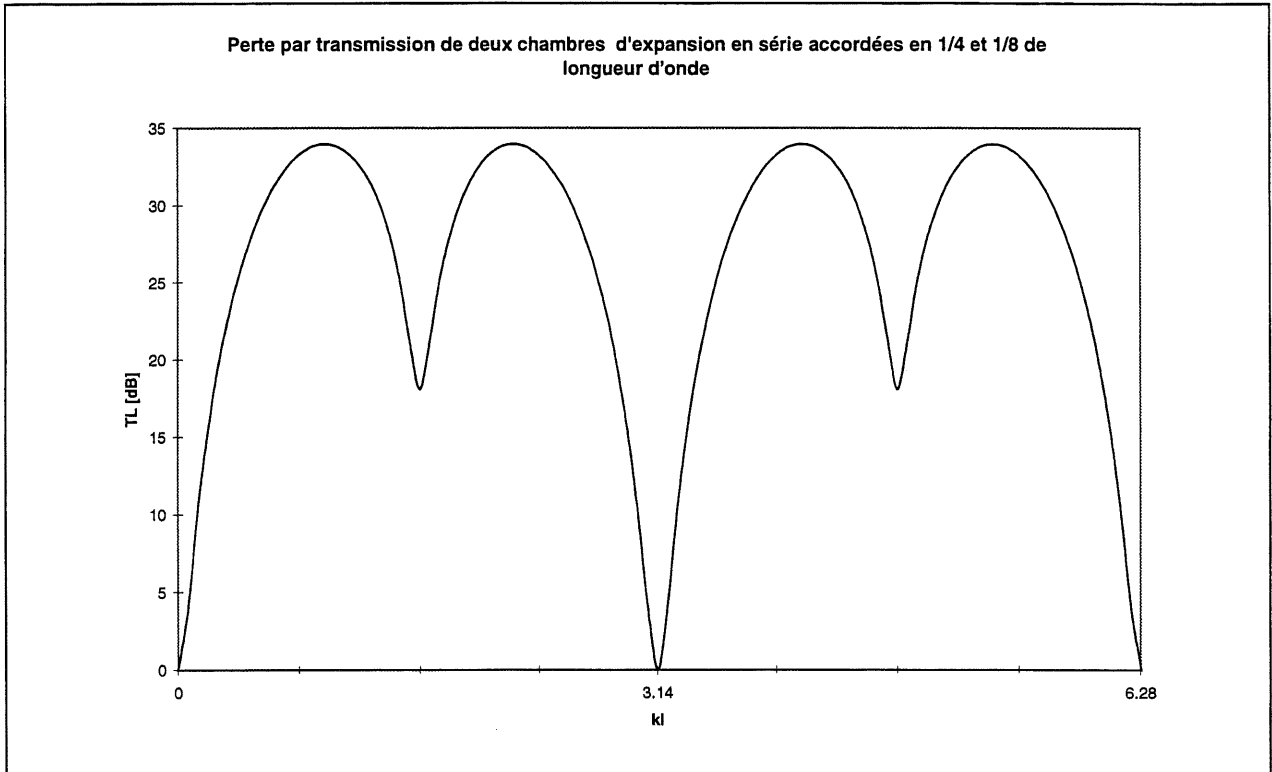


Figure V.3 : Perte par transmission de deux chambres d'expansion en série accordées en 1/4 et 1/8 de longueur d'onde. ($\sigma = 16$)

Enfin, une des deux chambre pourra contenir un absorbant acoustique (matériau dissipatif).

2.1.3 Simulation du silencieux à l'aide du logiciel ASPIC

◆ Utilisation du logiciel ASPIC

Nous utilisons le logiciel ASPIC [48].mis au point par LEFEBVRE. Ce logiciel permet la modélisation d'un silencieux par la méthode analytique unidimensionnelle (1-D). Nous garderons donc à l'esprit que les résultats obtenus sont valides dans « l'hypothèse ondes planes », et que celle-ci n'est vérifiée que pour des fréquences inférieures à la fréquence de coupure, soit d'après MORSE & INGARD [30] à :

$$f \leq \frac{1.84}{\pi D} c \quad (V-1)$$

avec D diamètre du tube utilisé.

Nous obtenons typiquement les conditions suivantes pour la validité du modèle unidimensionnel :

- $f \leq 2300\text{Hz}$ pour les conduites,
- $f \leq 760\text{Hz}$ à l'intérieur des chambres d'expansion.

Le logiciel ASPIC permet de prendre en compte 4 types d'éléments 1-D avec et sans présence d'écoulement, soient :

- l'élément cylindrique,
- la chambre d'expansion,
- le cône (convergent ou divergent),
- le résonateur (side-branch resonator).

De plus un élément dissipatif peut être ajouté (avec et sans présence d'écoulement) : dans ce cas, il importe de connaître les paramètres caractéristiques de ce matériau tels que définis par LEFEBVRE [27] :

- Ω : porosité volumique,
- q^2 : facteur de structure (tortuosité),
- \bar{V} : vitesse intérieure [m.s^{-1}],
- $\sigma_0(f)$: résistivité matériau [N.s.m^{-4}],
- σ_i : résistivité passage air (DARCY) [N.s.m^{-4}].

Le matériau poreux doit d'après le modèle utilisé occuper tout le volume d'un des éléments (remplir toute la chambre d'expansion par exemple) or dans la pratique le matériau est disposé le long des parois (se rapporter au schéma de la Figure V.7). Nous utilisons donc un matériau dissipatif occupant tout le volume de l'élément et dont les caractéristiques valent celles du matériau dissipatif effectivement utilisé. Pour cela, il convient de déterminer le rapport α entre le volume réellement utilisé par le matériau dissipatif $\vartheta_{\text{réel}}$ et le volume total de l'élément ϑ_{total} :

$$\alpha = \frac{\vartheta_{\text{réel}}}{\vartheta_{\text{total}}} = 1 - \left(1 - \frac{e}{R}\right)^2 \quad (\text{V-2})$$

avec e : l'épaisseur du matériau dissipatif [m] et R : le rayon de l'élément considéré.

Le calcul de la porosité volumique équivalente Ω' se fait à partir des deux hypothèses suivantes :

- conservation du volume total : $\vartheta_{\text{total}} = \vartheta_{\text{total}}'$

$$v_{fluide} + v_{Solide} = v_{fluide}' + v_{Solide}' + v_{fluide_supplémentaire}$$

$$v_{fluide} + v_{Solide} = v_{fluide}' + v_{Solide}' + (1 - \alpha)(v_{fluide} + v_{Solide})$$

$$\left(\frac{\Omega}{1 - \Omega} + 1\right)v_{Solide} = \left(\frac{\Omega'}{1 - \Omega'} + 1\right)v_{Solide}' + (1 - \alpha)\left(\frac{\Omega}{1 - \Omega} + 1\right)v_{Solide}$$

- conservation du volume de la phase solide : $v_{Solide} = v_{Solide}'$, on aboutit finalement à :

$$\Omega' = 1 + \frac{\Omega - 1}{\alpha} = \frac{\Omega + \alpha - 1}{\alpha}$$

Par ailleurs, une simple analyse dimensionnelle nous permet la détermination des caractéristiques $\sigma_0(f)'$, σ_i' du matériau équivalent :

Celle-ci sont les suivantes :

Caractéristiques	Matériau équivalent	Matériau dissipatif
Porosité volumique	$\Omega' = \frac{\Omega + \alpha - 1}{\alpha}$	Ω
Facteur de structure (tortuosité),	$q^2' = q^2$	q^2
Vitesse intérieure [m.s ⁻¹],	$\bar{V}' = \bar{V}$	\bar{V}
Résistivité matériau [N.s.m ⁻⁴],	$\sigma_0(f)' = \alpha\sigma_0(f)$	$\sigma_0(f)$
Résistivité passage air (DARCY) [N.s.m ⁻⁴].	$\sigma_i' = \alpha\sigma_i$	σ_i

Dans le cas présent, nous utiliserons les valeurs numériques suivantes :

Caractéristiques	Ω'	q^2'	\bar{V}'	$\sigma_0(f)'$	σ_i'
Laine d'acier	0.96	1.5	1	2500	420
Matériau équivalent (avec $\alpha = 0.3$ pour $e = 0.025$)	0.86	1.5	1	750	126

Les données de sortie du logiciel ASPIC sont les suivantes :

- Impédance de transfert $Z_t = \frac{P_{sortie}}{\dot{X}_{entrée}}$
- Impédance d'entrée $Z_i = \frac{P_{entrée}}{\dot{X}_{entrée}}$
- Perte par Transmission (*Transmission Loss*) $TL = 10 \log_{10} \left(\frac{I_{entrée}}{I_{sortie}} \right)$

- Perte par Insertion (*Insertion Loss*) $IL = 10 \log_{10} \left(\frac{I_{rayonnée1}}{I_{rayonnée2}} \right)$ pour laquelle $I_{rayonnée}$ est l'intensité acoustique rayonnée en sortie de ligne avec et sans silencieux.

Seuls les deux derniers indicateurs sont effectivement mesurables dans des conditions expérimentales et de plus, pour les raisons que nous avons citées précédemment, la Perte par Insertion est la seule donnée facilement mesurable expérimentalement.

♦ Synthèse des simulations effectuées

Nous nous intéressons dans un premier temps aux dimensions des chambres d'expansion : en effet la présence de l'écoulement modifie les performances et l'accord des chambres d'expansion telles que décrites à l'équation de la page 77. Il est courant de considérer dans la littérature [55] que pour des vitesses d'écoulement relativement faibles ($M \leq 0.1$) la longueur d'onde apparente $\lambda_{avec\,écoulement}$ est donnée par la formule :

$$\lambda_{avec\,écoulement} = (1 - M^2) \lambda_{sans\,écoulement} \quad (V-1)$$

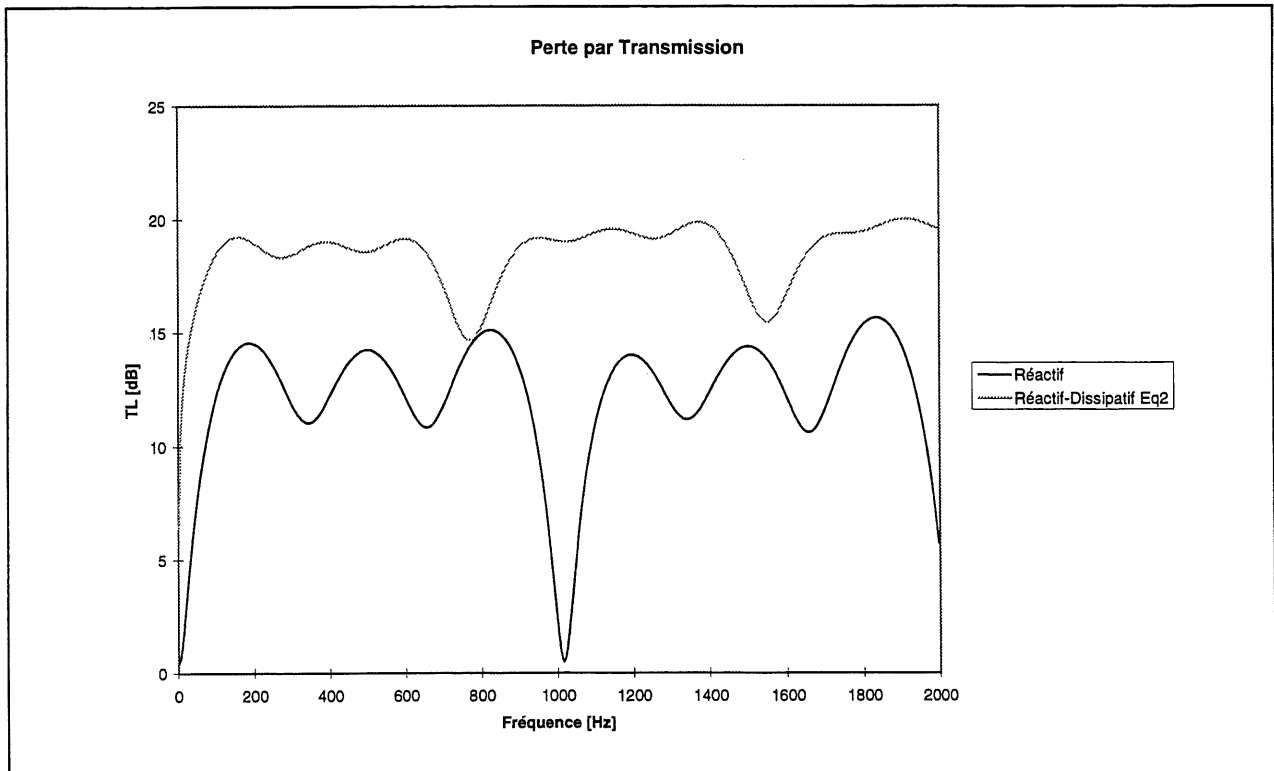


Figure V.4 : Simulation de la Perte par Transmission (*Transmission Loss*) du silencieux (T=290K, M=0.08)

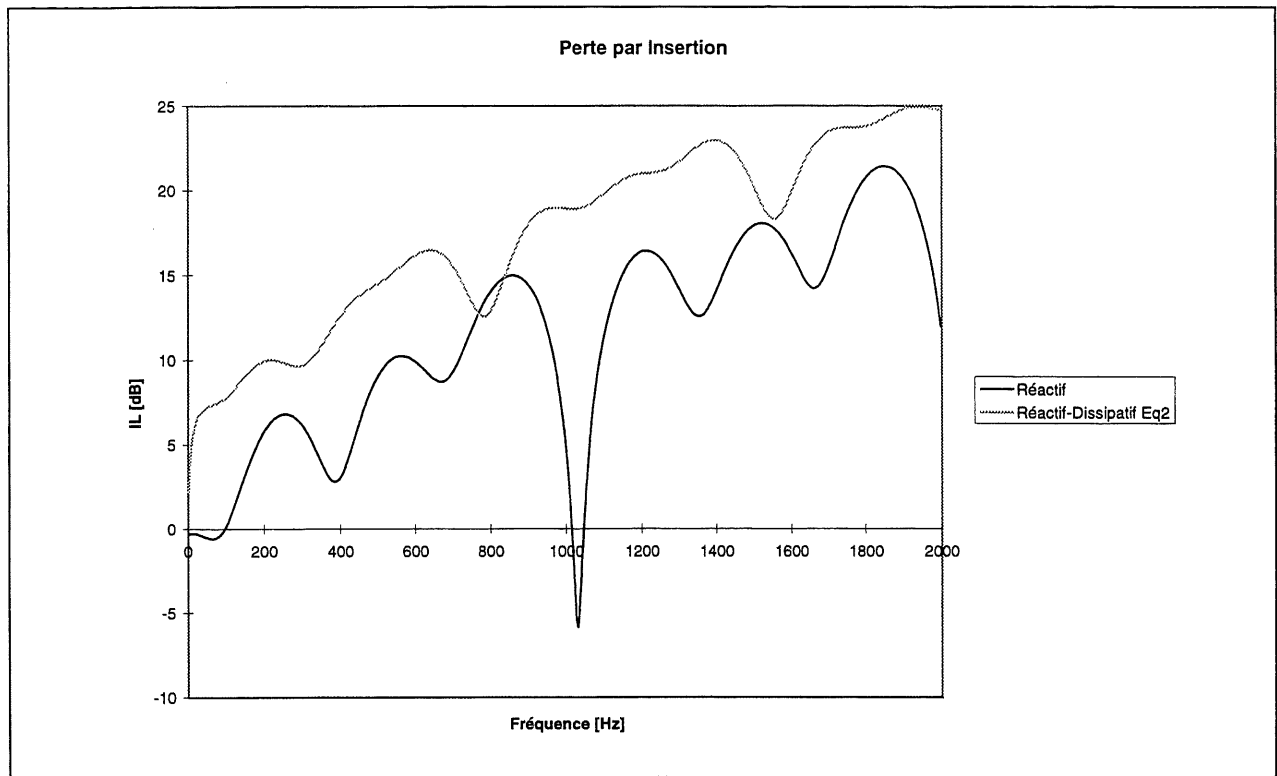


Figure V.5 : Simulation de la Perte par Insertion (*Insertion Loss*) du silencieux ($T=290K$, $M=0.08$)

Dans un deuxième temps à la nature et aux différentes longueurs des tubes d'impédance. Enfin, nous simulons l'ajout d'un matériau dissipatif (laine d'acier).

2.1.4 Conception pratique du silencieux

Le silencieux sera conçu de manière à satisfaire les exigences de géométrie et d'arrangement généralement propres à ce type de silencieux, tout en respectant les recommandations données par LEFEBVRE [48] :

Ainsi, la disposition des tuyaux internes sera telle que l'expansion des ondes acoustiques se produise effectivement dans les chambres (nous veillerons en particulier à ce que les tubes d'impédance et la conduite d'entrée ou de sortie ne soient pas en vis-à-vis).

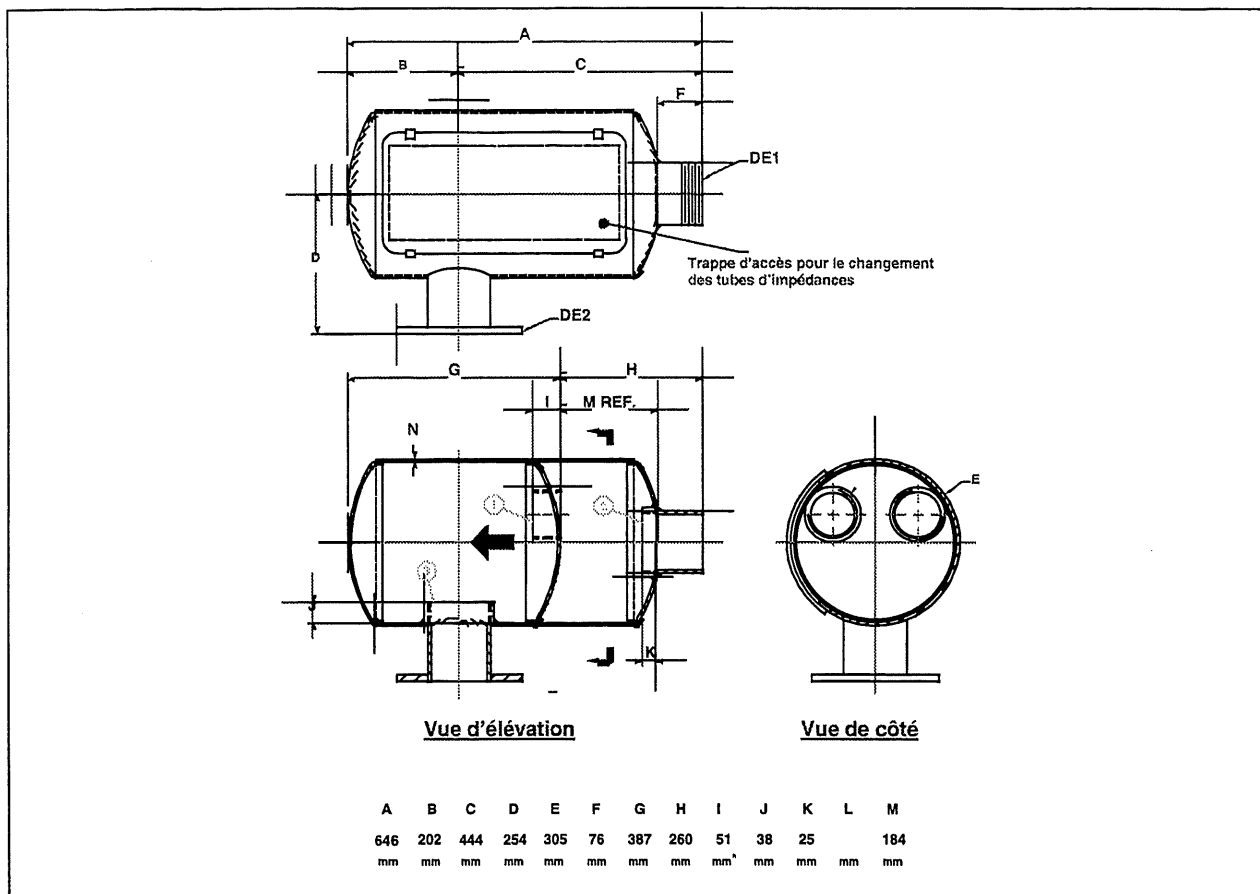


Figure V.6 : Vue d'ensemble du silencieux avec sa trappe d'accès pour le changement des tubes d'impédance

2.2. Optimisation du silencieux en laboratoire

Nous réalisons maintenant une étude sur l'efficacité du silencieux ; les différentes influences testées sont :

- la présence d'un écoulement permanent,
- la perforation des tubes d'impédance,
- la présence d'ouvertures progressives (fentes) dans les tubes d'impédance,
- la présence d'un tube d'impédance à l'aspiration du silencieux,
- la présence d'un matériau dissipatif sur les parois du silencieux..

Nous testons également plusieurs longueurs de tubes d'impédances et plusieurs arrangement internes afin d'en retenir une version optimale.

Le détail de ces résultats de ces essais n'est pas repris, mais le lecteur pourra se référer au rapport d'essai [49].

Finalement, le silencieux optimisé possède l'arrangement interne suivant :

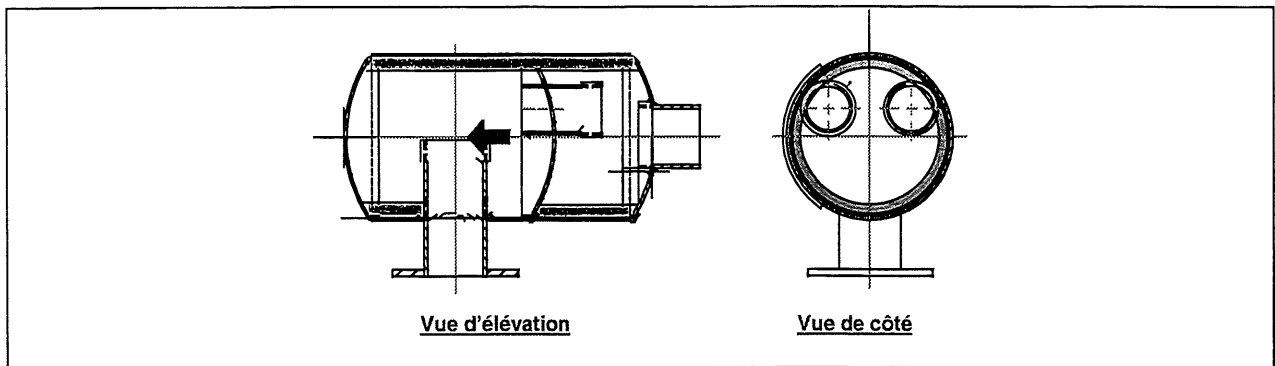


Figure V.7 : Schéma de l'arrangement interne du silencieux optimisé

2.2.1 Matériel utilisé

Nous utilisons pour simuler l'écoulement à travers le silencieux, une petite turbine de type « cage d'écureuil » autorisant une vitesse d'écoulement de 25 m.s^{-1} ($M=0.075$).

Cette turbine génère un bruit caractérisé par la présence de pics à 55, 110 et 225 Hz ainsi qu'un fort niveau de bruit blanc.

La source de bruit est un transducteur électrodynamique (haut-parleur de puissance) pouvant générer :

- un bruit rose pour les mesures en 1/1 et 1/3 d'octave.
- un signal sinusoïdal vobulé de 10 à 2000 Hz (*Sweep Sine*) pour les mesures en bande fine.

Le matériel de mesure est donc le suivant :

Sonde anti-turbulence	<i>Bruël & Kjaer</i>	UA 0438
Capteur de pression	<i>PCB</i>	PCB 106B
Amplificateur de puissance 200W	<i>Yamaha</i>	
Haut-parleur 150 W	<i>JBL</i>	JBL 2445j
Turbine « cage d'écureuil » 25m/s.	<i>Tornado</i>	

2.2.2 Résultats des mesures effectuées

Les caractéristiques que nous déterminons expérimentalement sont :

- la Réduction de Bruit,
- la Perte par Insertion.

♦ Réduction de bruit

La Réduction de Bruit est la différence de niveau de pression entre deux points choisis arbitrairement en entrée et sortie d'un système atténuateur.

La Réduction de Bruit (*Noise Reduction*) est par définition :

$$NR = 20 \log \frac{P_{\text{entrée}}}{P_{\text{sortie}}} \quad (\text{V-1})$$

Elle est mesurable à l'aide du montage suivant :

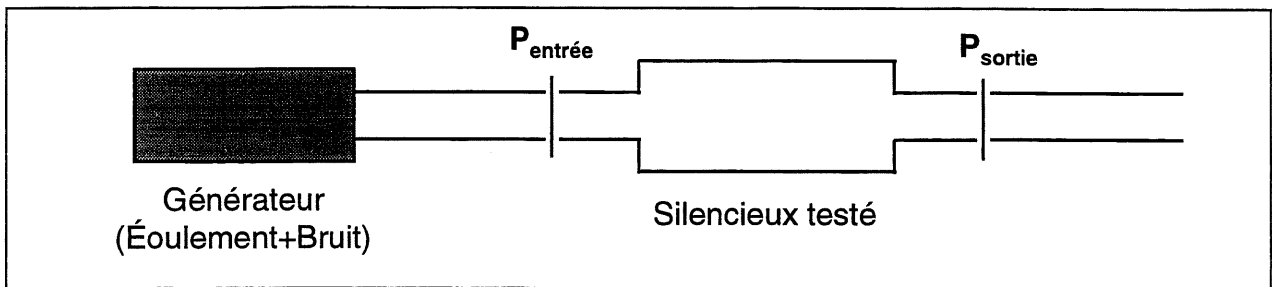


Figure V.8 : Montage pour la détermination expérimentale de la réduction de bruit (N.R.)

Les résultats expérimentaux sont les suivants :

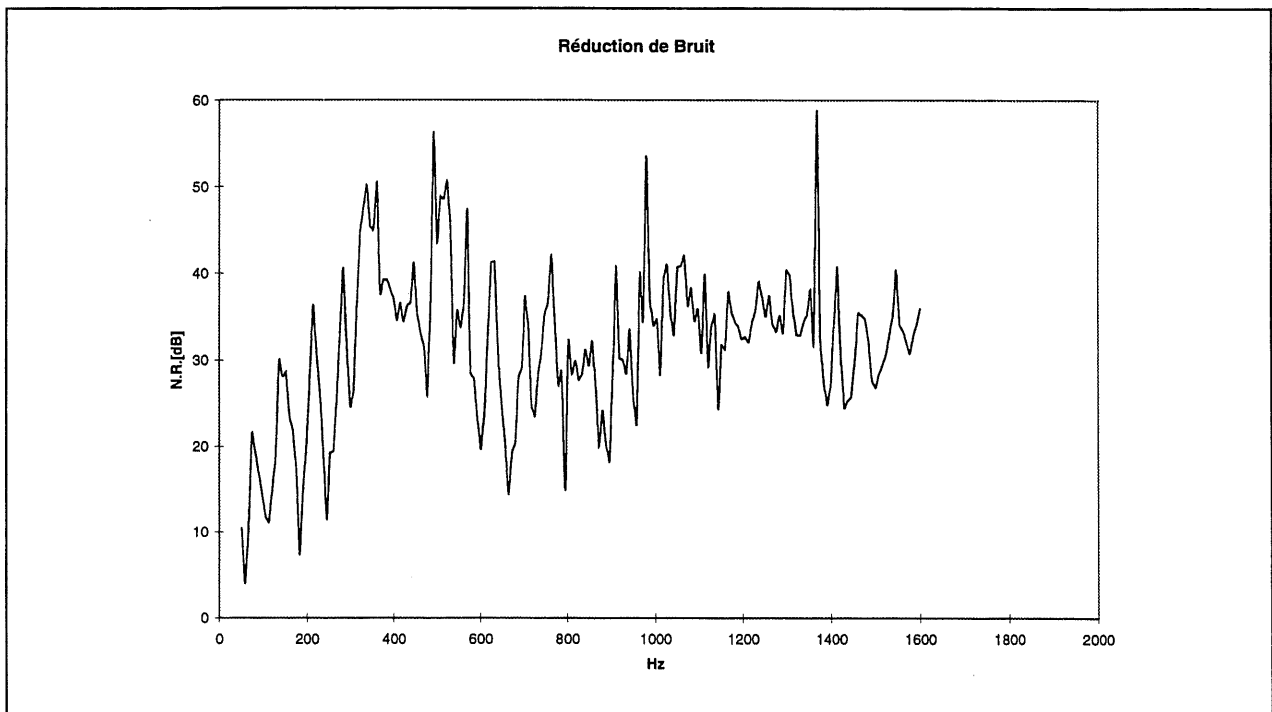


Figure V.9 : Réduction de Bruit obtenue en laboratoire

♦ Perte par insertion (I.L.)

La Perte par Insertion est par définition :

$$IL = 10 \log_{10} \left(\frac{I_{\text{rayonnée1}}}{I_{\text{rayonnée2}}} \right) \quad (\text{V-1})$$

pour laquelle $I_{\text{rayonnée}}$ est l'intensité acoustique rayonnée en sortie de ligne avec et sans silencieux. ; elle est mesurable à l'aide du montage suivant :

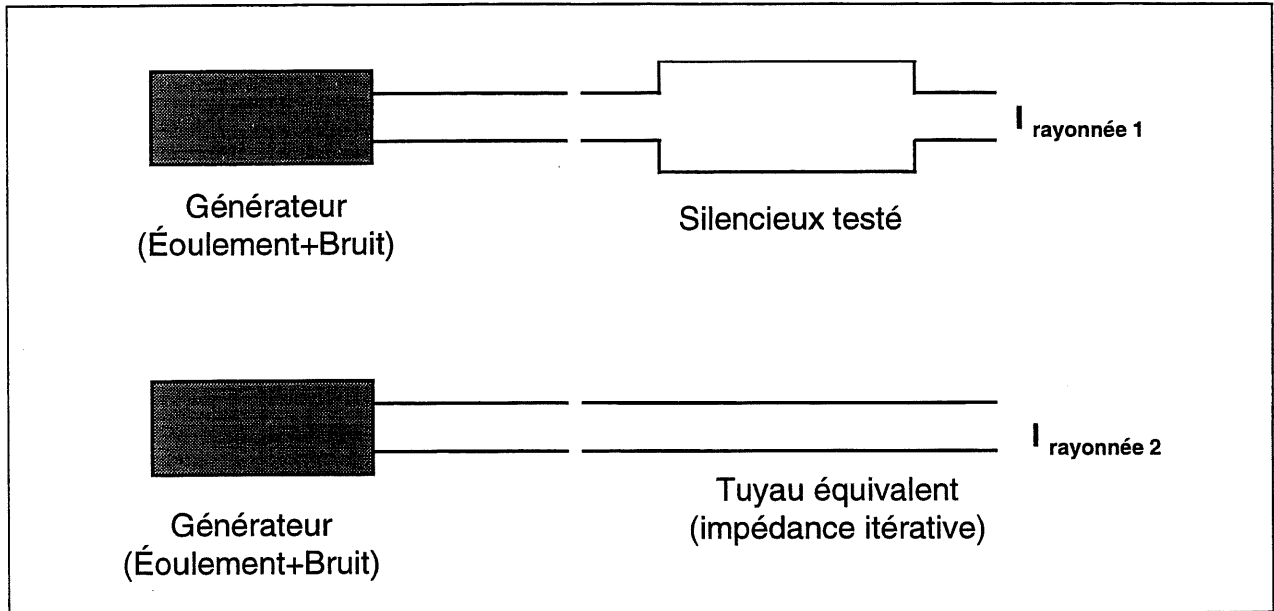


Figure V.10 : Montage pour la détermination expérimentale de la perte par insertion (I.L.)

Les résultats obtenus sont les suivants :

Nous mesurons à la Figure V.11 une Perte par Insertion dont l'allure se rapproche des prévisions effectuées par calcul à l'aide du logiciel ASPIC, en particulier, on observe bien la chute d'atténuation aux voisinages de 1000 Hz (et calé sur l'harmonique H_4 de l'excitation aéraulique). Cependant, les niveaux d'atténuation obtenus ne sont pas du même ordre, ce que nous attribuons aux fuites acoustiques du montage expérimental (les tuyaux de plastique utilisés transmettent beaucoup d'énergie acoustique au travers de leurs parois).

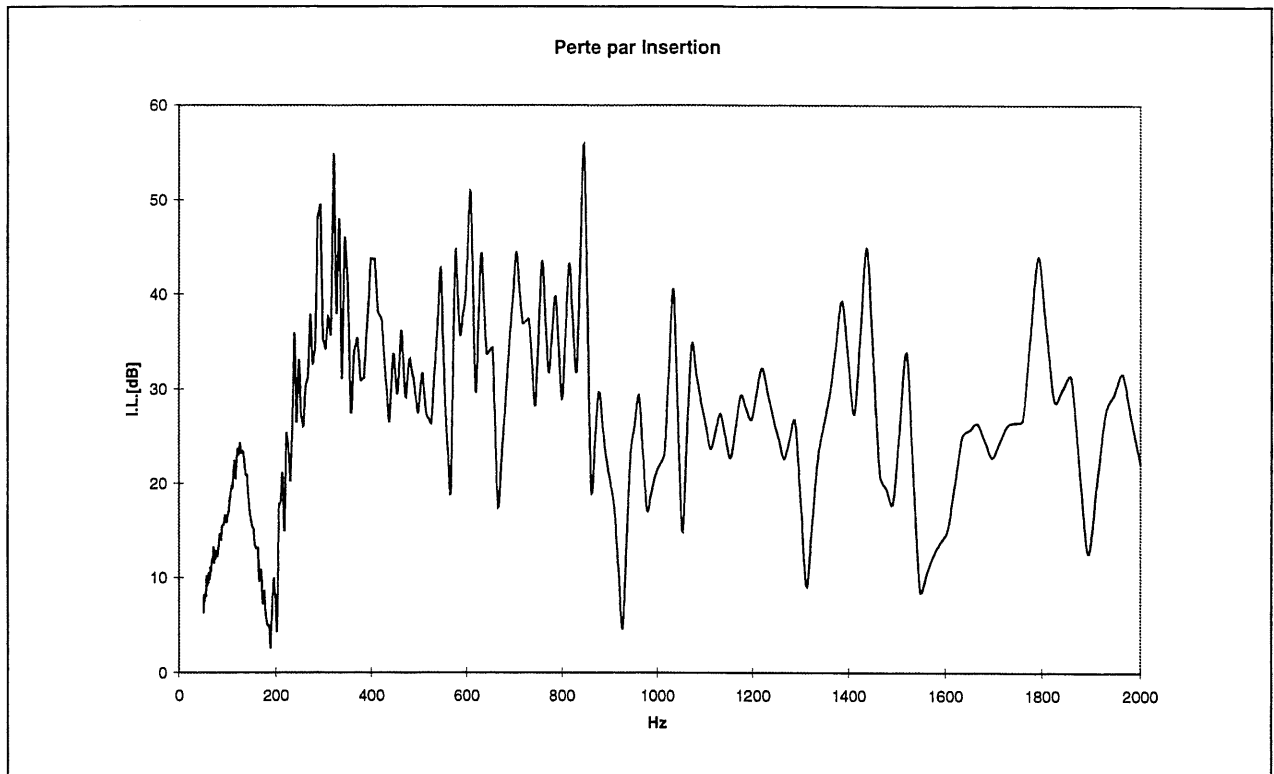


Figure V.11 : Perte par Insertion mesurée en laboratoire

2.2.3 Conclusion

Nous avons vérifié par des mesures en laboratoire les prédictions du logiciel ASPIC et nous avons optimisé d'un point de vue expérimental l'arrangement interne du silencieux..

Cependant, les résultats obtenus comportent certaines incertitudes :

incertitudes de mesures dues au montage utilisé (fuites acoustiques entraînant une surestimation des atténuations obtenues),

les niveaux de pression délivré par le transducteur électrostatique (haut-parleur) sont loin d'atteindre ceux effectivement générés par les surpresseurs. Or une excitation acoustique non linéaire (linéarisation au sens des mouvements de faible amplitude) peut affecter les réponses des chambres du silencieux.,

la plage de fréquences considérée est limitée à 2000 Hz pour des questions de validité du modèle unidimensionnel, or, dans la pratique, une grande partie de l'énergie acoustique est située au dessus de cette fréquence.

Finalement une validation expérimentale est nécessaire et sera abordée dans la partie suivante.

2.3. Validation du silencieux « in situ »

2.3.1 Matériel utilisé

(2) Capteurs piézo	PCB	106B
(2) Alimentation capteurs	PCB	480C02
(2) Microphones	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK4135
Sonde intensimétrique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 3519
Alimentation microphones	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK2804
Calibrateur acoustique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK4230
Analyseur de spectre	<i>Helwett-Packard</i>	HP 35665 A

2.3.2 Montages expérimentaux

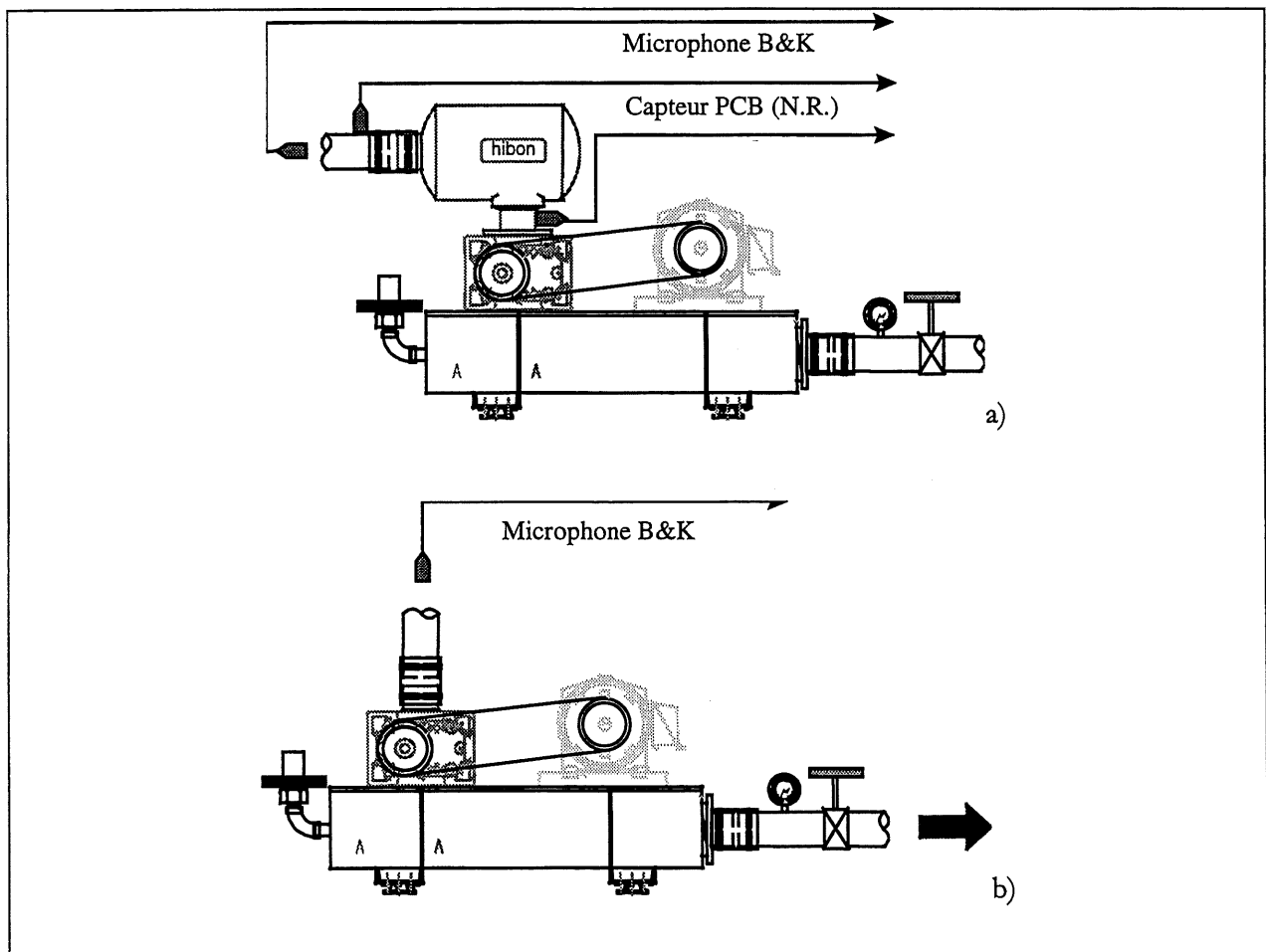


Figure V.12 : Montages expérimentaux pour la détermination de : a) la réduction de bruit (N.R.) et b) de la perte par insertion (I.L.)

Le système surpresseur utilisé est composé des éléments suivants :

Surpresseur	XN 8045	2400 à 3360 r/min; 0 à 55158 Pa (0 à 8 PSI, $r=1$ à $r=1.54$)
Base	Bloc II-4 Standard	
Moteur	30 HP 575 V	

2.3.3 Résultats « in situ »

Par souci de clarté nous ne retiendrons ici que les résultats des performances du silencieux pour les conditions de fonctionnement extrêmes; d'autres conditions de fonctionnement ont été utilisées et les résultats sont annexés à la page 164, enfin certaines mesures particulières - telles que l'influence de la vitesse de rotation du surpresseur sur l'efficacité du silencieux - sont disponibles dans le rapport d'essai [49].

♦ Réduction de bruit (N.R.)

Les spectres suivants attestent les performances du silencieux pour les pressions de service extrêmes :

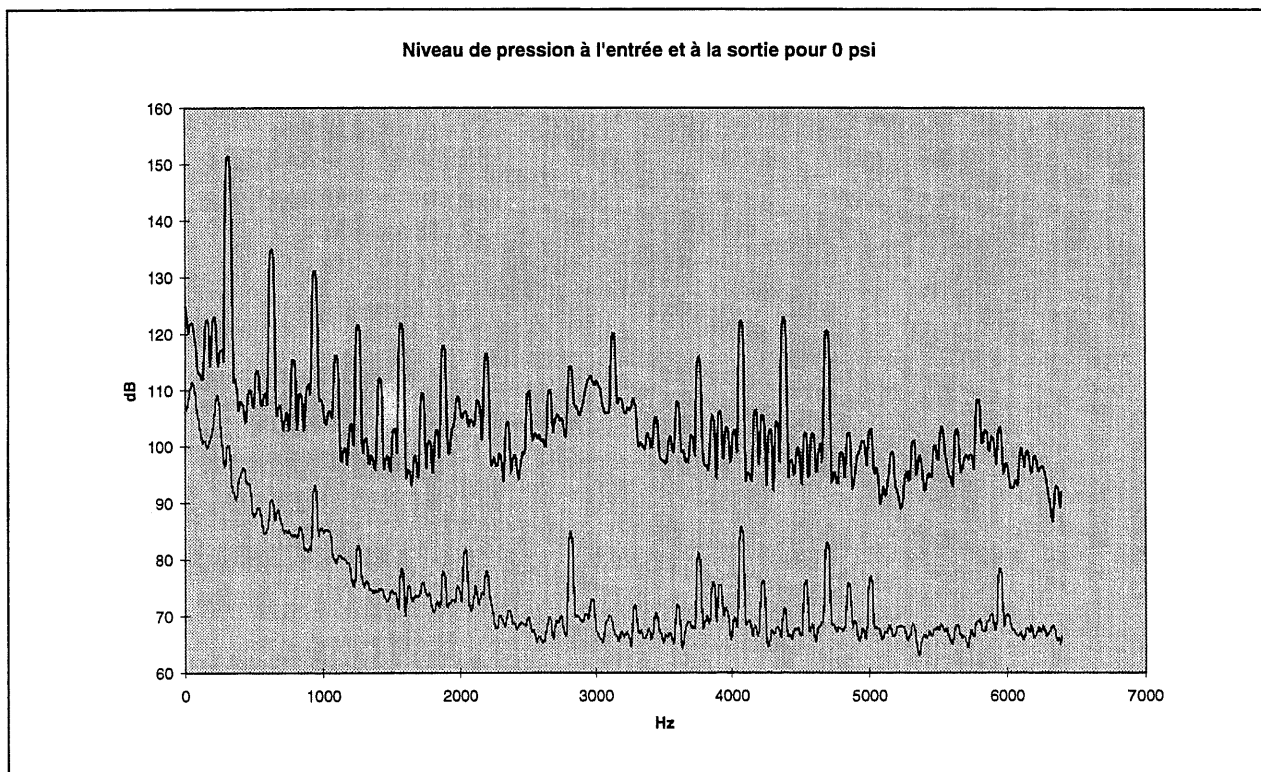


Figure V.13 : Spectre en entrée et en sortie du silencieux sans pression de service

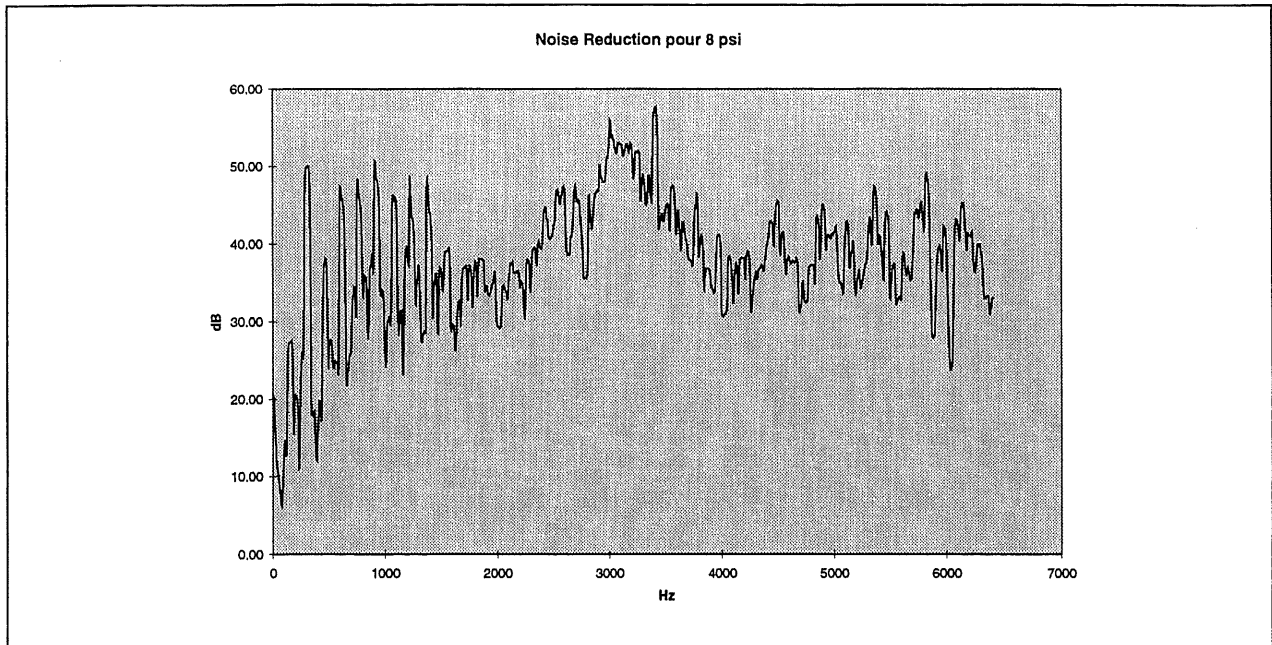


Figure V.14 : Réduction de bruit (N.R.) du silencieux pour pression de service de 55158 Pa (8.00 PSI; $r=1.54$)

En tenant compte du fait que le spectre de bruit présenté par le surpresseur est un “peigne” de fréquences et que les valeurs d’atténuations obtenues entre ces raies (cas de la Figure V.14) ne reflètent pas forcément les caractéristiques du silencieux, il nous semble que les réduction de bruit obtenues sont supérieures à celles prévues par la simulation à l’aide du logiciel ASPIC.

Notons, par ailleurs, qu’elles se rapprochent beaucoup des valeurs obtenues lors de l’optimisation au laboratoire.

Par ailleurs, une estimation globale de la réduction de bruit (N.R.) est possible, comme l’indique le tableau suivant :

Pression différentielle Pa (PSI)	in [dB(A)]	out [dB(A)]	Réduction de Bruit [dB]
0 (0.00 ; $r=1.00$)	147.5	112.4	35.0
13789 (2.00 ; $r=1.14$)	147.5	113.9	33.6
27579 (4.00 ; $r=1.27$)	147.9	112.2	35.7
41368 (6.00 ; $r=1.41$)	148.8	113.8	35.0
55158 (8.00 ; $r=1.54$)	149.3	113.9	35.4

Enfin, nous obtenons les caractéristiques suivantes :

- La perte par transmission révèle une atténuation très intéressante de la pulsation fondamentale de l’écoulement et de ses harmoniques supérieures.

- La perte par insertion atteste l'efficacité du matériau absorbant pour les fréquences supérieures à 1000 Hz.
- La chute de pression statique reste tout à fait satisfaisante en variant de 1319 à 1553 Pa (5.3 à 6.5 in. H₂O)

♦ Bruit de bouche

Les mesures de niveaux de pression se font maintenant selon une procédure bien établie : le microphone est placé immédiatement en sortie du silencieux ; la bonnette anti-turbulence (*Bruël & Kjaer* UA 0438) assure la protection du microphone ainsi que le filtrage du bruit dû à l'écoulement. Au cas où le niveau de pression ou la vitesse de l'écoulement est trop importante, la sonde est reculée d'une faible distance (0.20 m. environ) et nous tiendrons compte de cet-éloignement lors du calcul de la puissance acoustique.

Pression différentielle [Pa (PSI)]	Lp [dB(A)]	Lw [dB(A)]
0 (0.00 ; r=1.00)	110.9	89.8
13789 (2.00 ; r=1.14)	111.5	90.4
27579 (4.00 ; r=1.27)	112.2	91.2
41368 (6.00 ; r=1.41)	113.4	92.4
55158 (8.00 ; r=1.54)	113.9	92.8

♦ Puissance acoustique du silencieux

Les mesures sont effectuées à 3118 r/min, pour 13789 Pa (2 PSI ; r=1.14).

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]
Corps du silencieux	90.9
Bruit de Bouche	90.4
Total silencieux	93.5

La puissance acoustique du corps du silencieux est calculée à partir des mesures de puissance du bruit de bouche et de du bruit global du silencieux ; nous constatons que la puissance du bruit de bouche est comparable à celle du corps du silencieux.

♦ Problèmes en suspend

Bien que le silencieux obtenu s'avère particulièrement performant d'un point de vue pratique et selon nos critères d'évaluation (Perte par Insertion, Perte par Transmission et chute de pression statique), il

apparaît que les réductions de bruit effectivement obtenues sont supérieures à celles prévues par la simulation à l'aide du logiciel ASPIC.

Nous pensons pouvoir attribuer ces écarts entre les valeurs effectivement mesurées et les prédictions analytiques à deux phénomènes :

- la difficulté de bien prendre en compte l'effet du matériau dissipatif ; elle peut être causée par une mauvaise détermination des caractéristiques du matériau équivalent, mais également par une limitation du modèle analytique utilisé (voir LEFEBVRE [27]).
- la non validité du modèle analytique unidimensionnel utilisé au delà de la fréquence de coupure de 760 Hz pour l'intérieur des chambres d'expansion (voir page 77) ; ce phénomène a déjà été observé et commenté par CRAGGS [50] :

« Lorsque les dimensions du silencieux sont telles que le diamètre et la longueur de la chambre d'expansion sont proches, alors il existe un surcroît de résonances transverses qui augmente sensiblement la perte par transmission (Un rapport Diamètre/Longueur < 0.4 conduit aux mêmes résultats que la prédiction unidimensionnelle). »

2.4. Conclusion

L'objectif fixé par ce projet de cours était de concevoir un silencieux réactif-dissipatif permettant d'atténuer simultanément plusieurs raies harmoniques du bruit d'un surpresseur et qu'il soit plus performant que celui utilisé actuellement. Une version « industrielle » d'un tel silencieux a été mise au point et elle incorpore un filtre d'admission à l'intérieur de la première chambre et possède globalement les mêmes performances ; son arrangement général est le suivant :

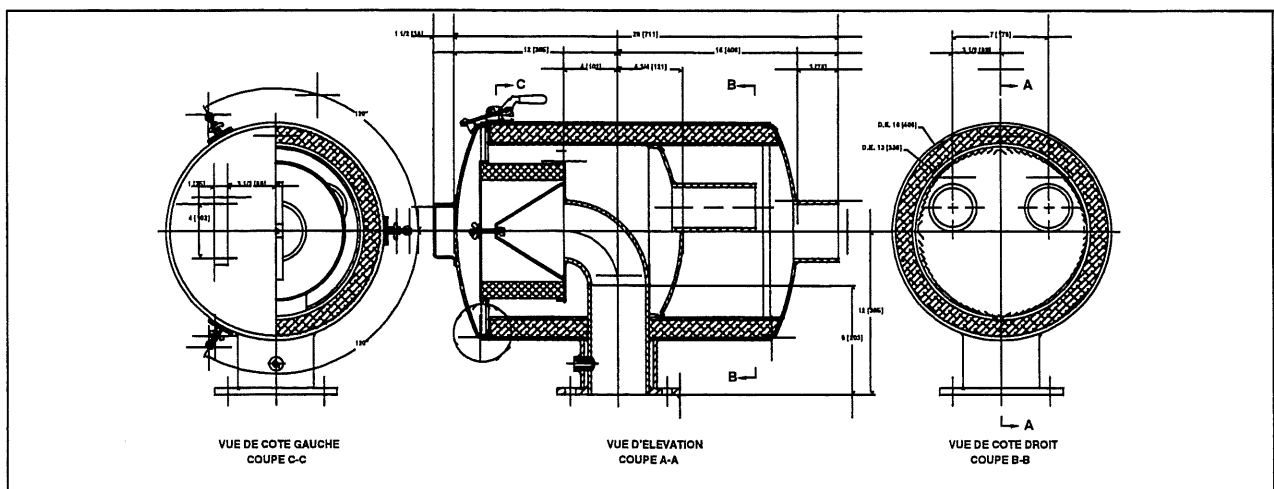


Figure V.15 : Arrangement général du silencieux dans sa version « industrielle »

Les performances de ce silencieux sont comparées avec celles de l'ancien : nous mesurons pour les deux silencieux la puissance acoustique du « bruit de bouche » à 3 psi pour 3360 r/min et la puissance acoustique du silencieux complet (incluant donc le « bruit de bouche » et le bruit du corps du silencieux) à 2 psi pour 2880 r/min et 3118 r/min respectivement. Les résultats obtenus sont les suivants :

	Avant	Après	Gain
Bruit de bouche	95.3	91.1	4.2
Silencieux complet	98.1	93.5	4.6

Figure V.16 : Comparaison des puissances acoustiques de l'ancien et du nouveau silencieux pour des conditions de fonctionnement proches

Le silencieux obtenu est donc :

- **plus efficace** que le silencieux utilisé habituellement.
- **plus compact** compte tenu des nouvelles dimensions des chambres d'expansion mieux adaptées aux fréquences d'excitation aéraulique des surpresseurs trilobes.
- **plus économique à réaliser** compte tenu de l'inutilité de certains accessoires (support d'extrémité) et de la présence d'un filtre à l'intérieur même d'une des chambres d'expansion.

3. CONCEPTION VIBROACOUSTIQUE D'UNE BASE SILENCIEUSE

3.1. Introduction

Nous souhaitons dans cette étude diminuer fortement les vitesses vibratoires d'un caisson parallélépipédique en acier ; pour cela nous allons tester les différentes pistes offertes par la vibroacoustique classique. Nous allons dans un premier temps mettre en œuvre une technique de « double paroi » à l'intérieur même du caisson. Dans un deuxième temps, nous étudierons l'effet de l'ajout d'une plaque contraignante sur une plaque simple identique à celles utilisées pour la construction de la base. Enfin nous entreprendrons l'étude d'un traitement viscoélastique par matériau contraint sur la structure.

3.2. Essais d'une double paroi

Nous allons dans cette partie comparer une base « simple » se rapprochant de celle utilisée lors de l'identification des sources que nous appellerons base « simple » et une base comportant une double coque que nous appellerons base « *double tubing* »).

Notons que la base « simple » est très proche de la base « standard » utilisée lors des essais sur site (voir chapitre 2), mais qu'elle ne comporte pas de doublure avec une tôle fine (cette dernière étant couramment appelée « *double shell* »).

3.2.1 Matériel utilisé

Accéléromètres(2)	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4393
Alimentations accéléromètres (2)	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 2626
Calibrateur	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4294
Analyseur de spectre	<i>Helwett-Packard</i>	HP 35665 A
P.C.486 DX4 66MHz + Carte HPIB		
Logiciel de traitement	<i>S.M.S.</i>	« <i>Star Struc 5.0</i> »

3.2.2 Montage utilisé

La base « *double tubing* » est constituée de deux tubes de section carrée séparés par un espace d'air. Le lecteur trouvera en annexe à la page 166 le plan de construction de ces deux bases.

Sauf indications contraires, toutes les mesures ont été effectuées pour 13789 Pa (2 PSI $\mu=1.14$) et 3120r/min.

3.2.3 Résultats expérimentaux

♦ Niveau de pression autour du système

Les relevés sont effectués selon la norme AQ-901 de HIBON dans la chambre anéchoïque du GAUS, l'emplacement des points de mesure est identique à celui décrit à la Figure III.1 à la page 25.

Emplacement	Lp [dB(A)]	
	Base « simple »	Base « double tubing »
Point 1	99.5	92.7
Point 2	98.2	90.9
Point 3	94.3	90.9
Point 4	95.8	89.6
Point 5	98.0	90.9
Point 6	94.4	91.6

A titre indicatif, les mesures de pression sur site sur le montage standard (utilisant la base « standard », voir chapitre 2) indiquaient des niveaux maximum de 99.1 dB(A) ; nous trouvons ici une valeur très voisine de 99.5 dB(A).

Les spectres tiers d'octaves de ces niveaux de pression maximum sont donnés ci-dessous :

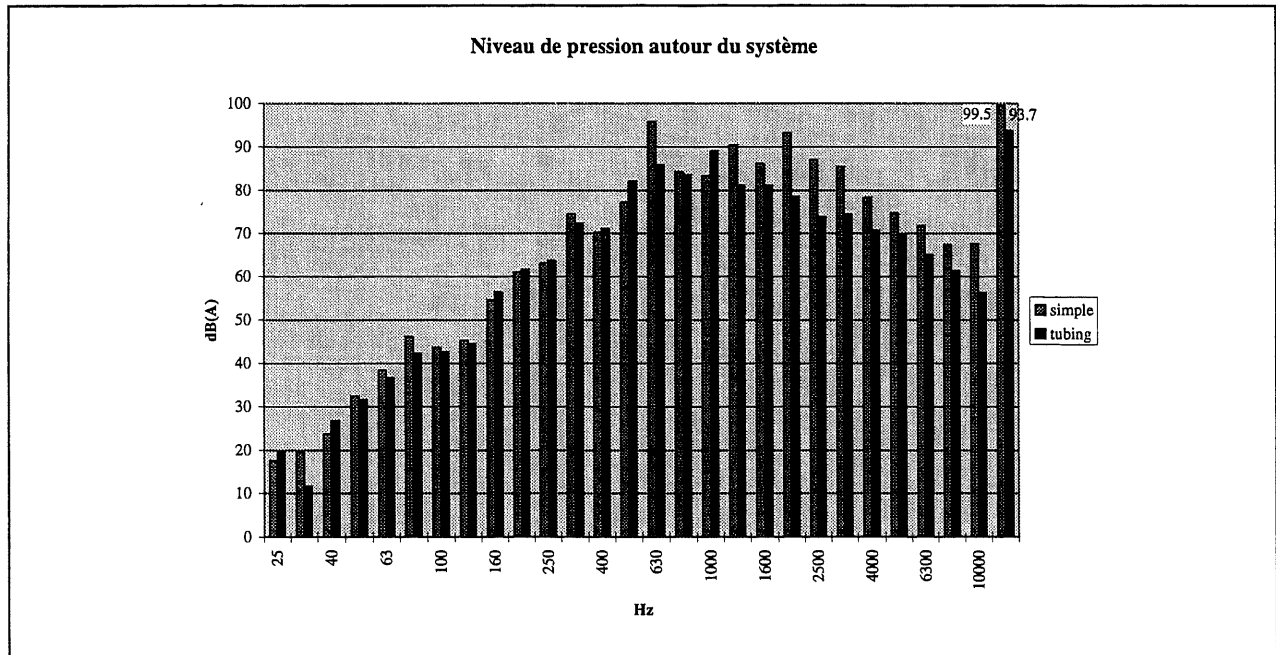


Figure V.17 : Niveaux de pression comparés entre la base « simple » et la base double « tubing » au point 1

Nous obtenons donc un gain net de 4.5 dB(A) sur le niveau de pression acoustique maximum du système. Ce résultats nous semble médiocre et pourrait être sensiblement amélioré par l'ajout de matériaux absorbants entre les deux parois.

♦ Puissance acoustique du système

Nous mesurons la puissance de la base (il n'y a que 5 surfaces pour englober la base puisque le sol est réfléchissant), du surpresseur et du système surpresseur complet ; les résultats sont donnés en détails ci-dessous :

Composante	Base « simple »	Base « double tubing »
Surface 1	96.1	96.4
Surface 2	105.3	100.7
Surface 3	92.3	89.9
Surface 4	105.2	100.3
Surface 5	101.1	94.2
Total base	109.3	104.8
Total surpresseur	104.4	101.2
Total système	109.3	105.4

A titre indicatif, la puissance obtenue sur le système surpresseur standard (lors de l'identification au chapitre 2) était de 109.9 dB(A) et celle actuellement mesurée est de 109.3 dB(A).

Par ailleurs, nous obtenons un gain net de 4.5 dB(A) sur la puissance acoustique de la base et de 3.6 dB(A) sur la puissance totale du système.

Par ailleurs, nous pouvons observer un gain de 3.2 dB(A) sur la puissance du surpresseur ; ce résultat nous semble attribuable essentiellement à la présence d'une plaque inclinée dans la première chambre de la base (voir dessin à la page 166) immédiatement au refoulement du surpresseur. Nous pensons que cette amorce de pavillon permet une certaine continuité d'impédance et que l'énergie libérée par le surpresseur est mieux transmise vers la base plutôt que réfléchi vers le surpresseur.

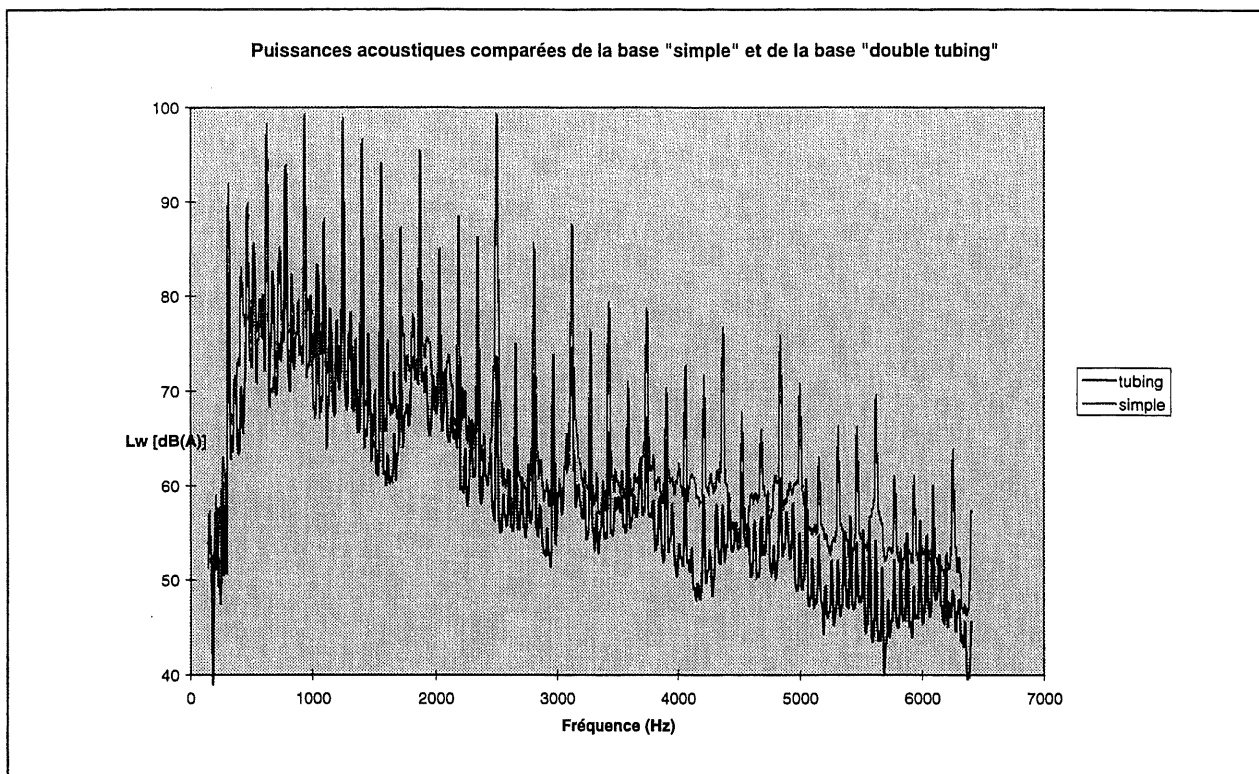


Figure V.18 : Puissances acoustiques comparées de la base "simple" et de la base « *double tubing* »

♦ Vitesses quadratiques et facteur de rayonnement

Nous mesurons les autospectres d'accélération de 110 points répartis sur les 6 faces de la base, les mesures sont dépouillées à l'aide des formules présentées en annexe à la page 142.

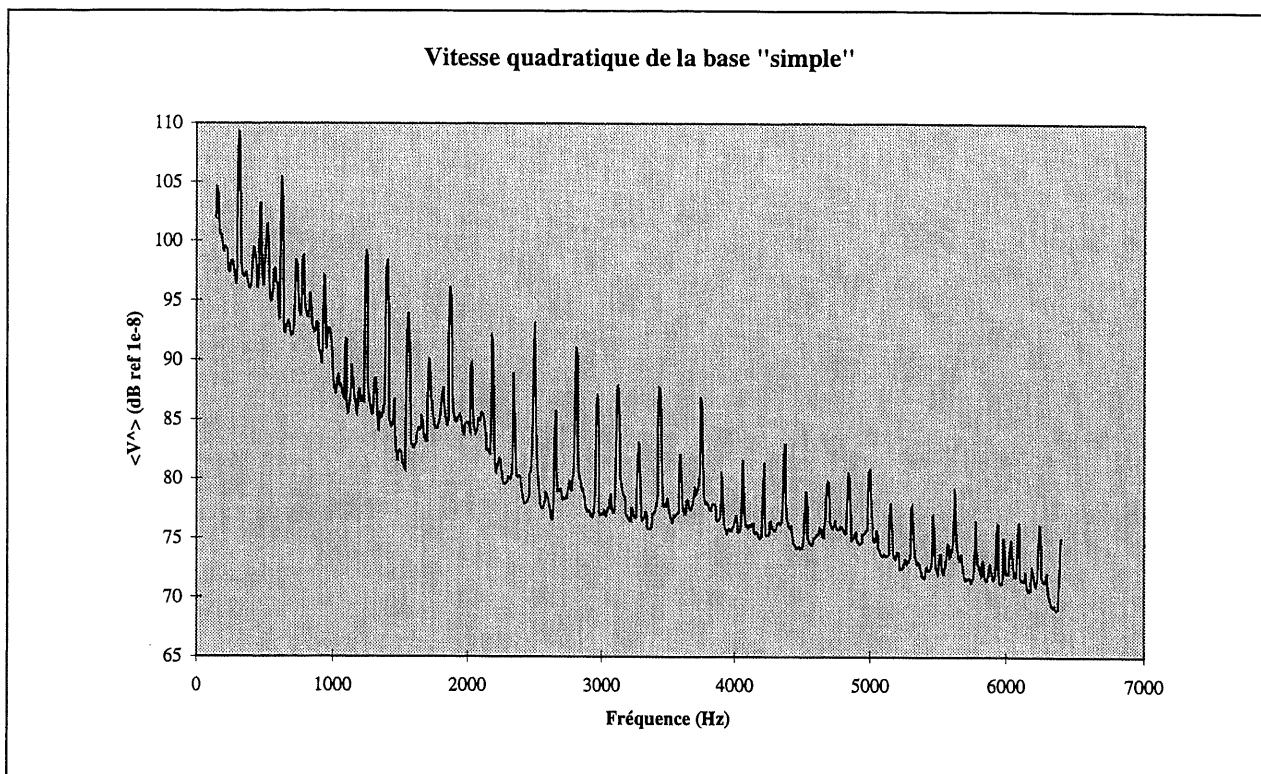


Figure V.19 : Vitesse quadratique de la base « simple »

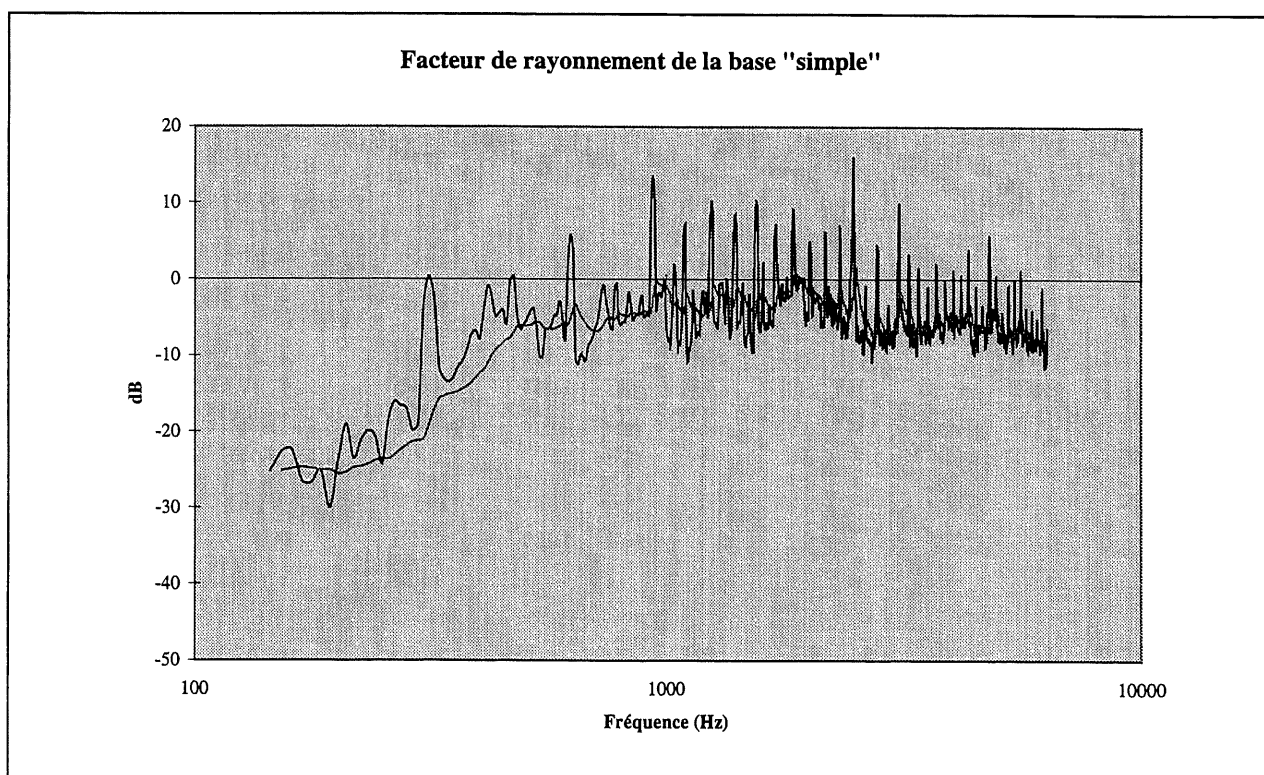


Figure V.20 : Facteur de rayonnement de la base « simple » avec et sans lissage de courbe

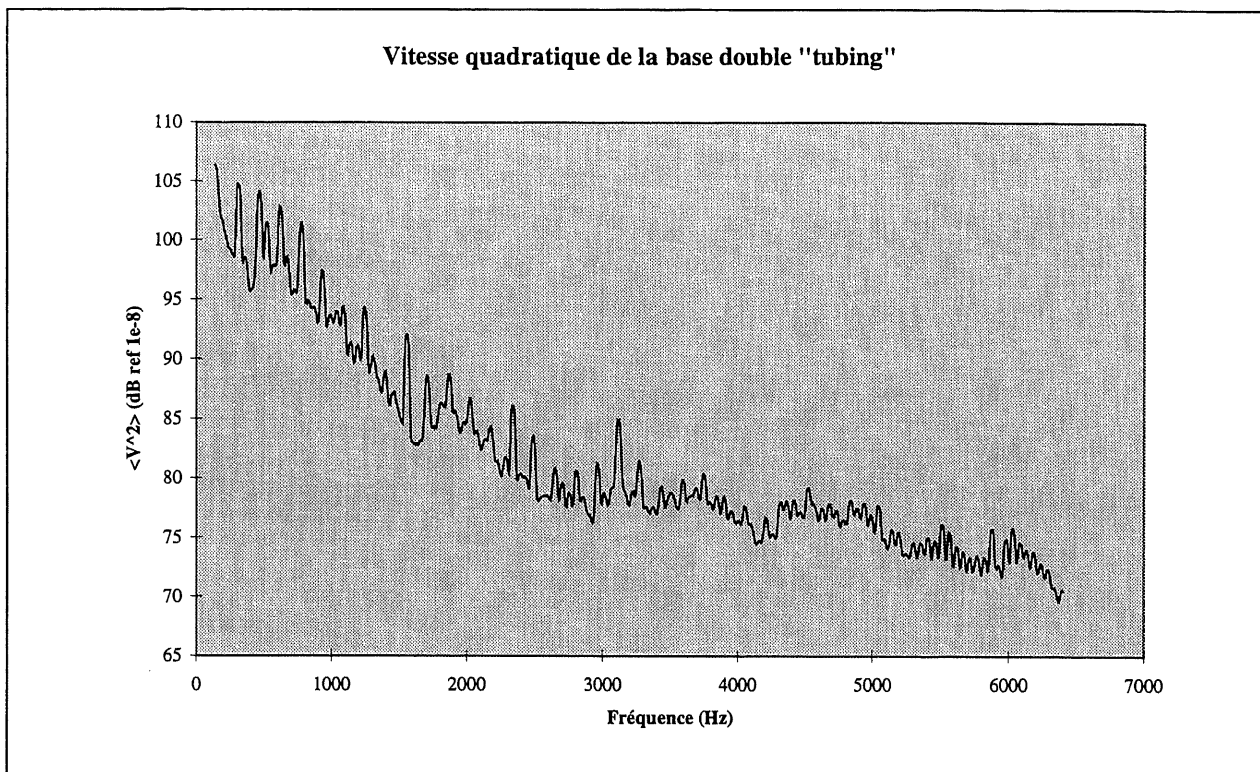


Figure V.21 : Vitesse quadratique de la base « double tubing »

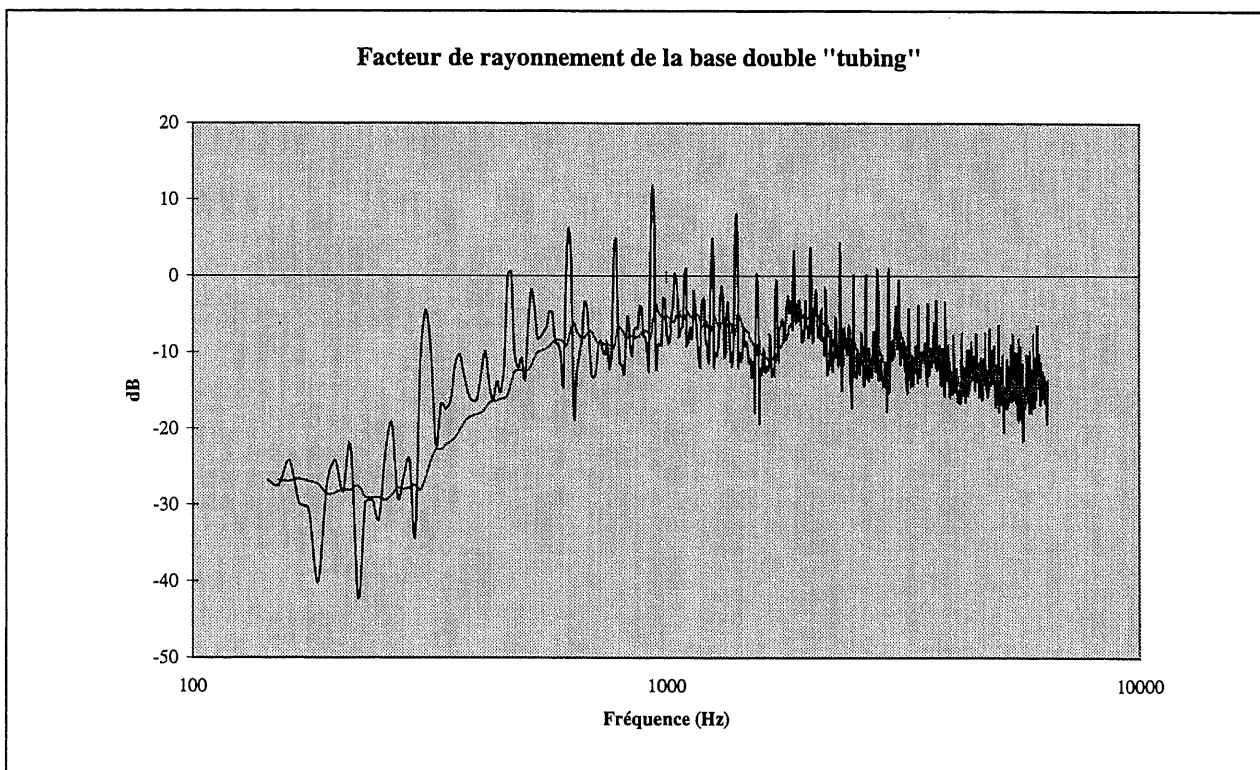


Figure V.22 : Facteur de rayonnement de la base « double tubing » avec et sans lissage de courbe

Nous apercevons donc que les valeurs aux pics des puissances acoustiques et des vitesses quadratiques sont grandement diminuée dans la configuration « *double tubing* » ; cependant le facteur de rayonnement reste inchangé puisque le matériau utilisé est identique. Le facteur de rayonnement n'a pas encore été modélisé à ce stade ci de l'étude, il le sera cependant lors de l'étude vibroacoustique (voir page 127).

Enfin, nous voyons également que la puissance acoustique de la base reste entachée de la même erreur que précédemment (due à la difficulté de fermer correctement la surface d'intégration autour du surpresseur) et conduit à une surestimation du facteur de rayonnement.

♦ Fluctuation de pression en ligne

Ce caisson est également cloisonné en trois chambres dont les longueurs ont été accordées afin d'obtenir une atténuation satisfaisante de la fluctuation de pression en aval du système surpresseur.

Nous souhaitons maintenant vérifier que la fluctuation de pression en sortie de la base satisfait bien aux exigences de la norme API 619 [36] pour toutes les pressions de service possibles, les résultats sont consignés dans le tableau suivant :

Pression différentielle [Pa (PSI)]	Amplitude [Pa(PSI)]	Amplitude [%]	Niveau pression [dB]	Niveau pression [dB(A)]
0 (0.00 ; $r=1.00$)	1.78E+02 (0.0258)	N/A	145.4	124.6
13789 (2.00 ; $r=1.14$)	3.26E+02 (0.0473)	2.4%	145.1	134.1
27579 (4.00 ; $r=1.27$)	3.56E+02 (0.0516)	1.3%	144.6	132.4
41369 (6.00 ; $r=1.41$)	6.53E+02 (0.0945)	1.6%	146.1	141.6
55158 (8.00 ; $r=1.54$)	1.10E+03 (0.1590)	2.0%	148.3	147.1

Tableau V-4 : Valeur de fluctuation de pression en sortie de la base

Nous voyons donc que la fluctuation de pression n'excède jamais la valeur de 3% de la pression différentielle, la norme est donc bien respectée.

3.2.4 Conclusion

Nous pensons que l'efficacité de la double paroi n'est pas optimale du fait de l'existence de « ponts » vibratoires entre les deux parois, cependant les résultats obtenus sont encourageants : l'utilisation de la double paroi possède une certaine efficacité et surtout nous avons observé une diminution de la puissance acoustique du surpresseur grâce à l'emploi d'une amorce de pavillon au refoulement. Les différentes puissances acoustiques obtenues sont comparées dans le tableau ci-dessous :

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]		
	Base « standard » ⁷	Base « simple »	Base « <i>double tubing</i> »
Base	107.8	109.3	104.8
Surpresseur	104.6	104.4	101.2
Total	109.9	109.3	105.4

Tableau V-5 : Comparaison des puissances acoustiques des différentes bases utilisées

⁷ Telle que celle utilisée dans lors de l'étude : "Identification, hiérarchisation et caractérisation des sources de bruit d'un système surpresseur fixe" au chapitre 2.

3.3. Essais d'une plaque doublée

Nous désirons maintenant étudier l'amortissement ajouté à une structure simple en utilisant les principes de frottements secs mis en évidence par KAFFEL [51]. Pour cela nous utilisons une plaque simple identique à celles qui constituent la base et lui ajoutons une plaque contraignante simplement couplée par quelques points de soudure.

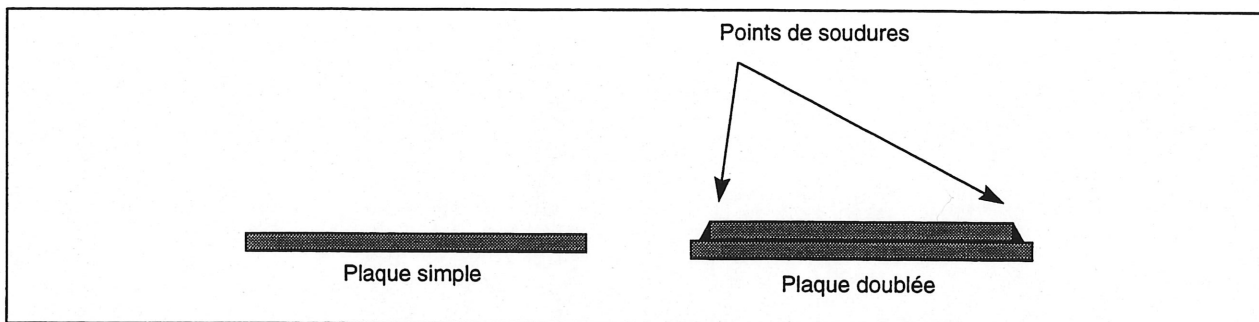


Figure V.23 : Schéma de principe de la plaque doublée (vue de coupe)

3.3.1 Matériel utilisé

Accéléromètre	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4393
Capteur de force	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 8202
Alimentation	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 2626
Calibrateur	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 4294
Analyseur de spectre	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 3565
P.C.486 DX4 66MHz + Carte HPIB		
Logiciel de traitement	<i>S.M.S.</i>	« <i>Star Struc 5.0</i> »

3.3.2 Montage utilisé

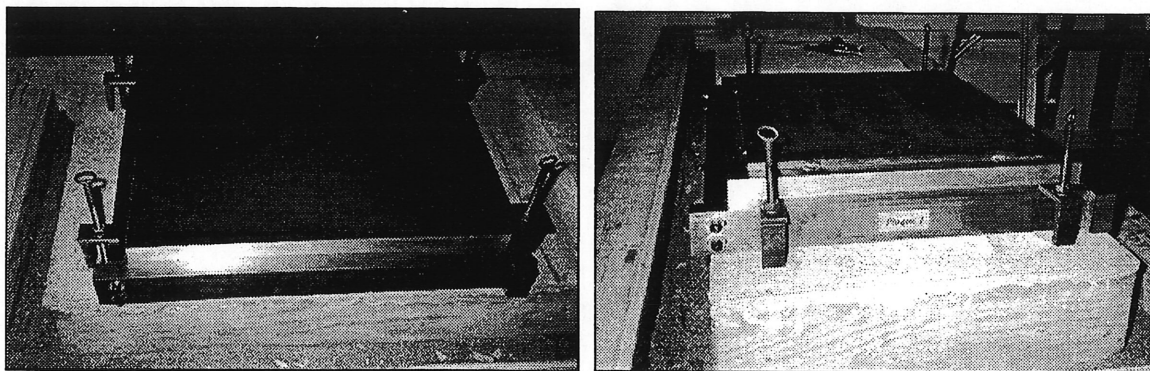


Figure V.24 : Montage expérimental pour les mesures sur une plaque simple (à gauche) et sur une plaque doublée (à droite)

Dimensions plaque seule [mm]	480*420*9.3
Dimensions plaque contraignante [mm]	435*375*9.3
Caractéristiques structurelles des plaques	Module d'Young : 2.1 1011 Pa Module de Poisson : 0.290 Masse volumique : 7800 kg.m-

3.3.3 Résultats expérimentaux

Nous effectuons une mesure des réponses impulsionnelles de 10 points d'une diagonale de la plaque à l'impact d'un marteau de force. Les données sont ensuite traitées à l'aide du logiciel « *Star-Struc* » et nous obtenons les résultats suivants :

A.D.N.R.		Plaque simple		Plaque doublée	
Mode	Fréquence [Hz]	Fréquence [Hz]	Amortissement [%]	Fréquence [Hz]	Amortissement [%]
1	221	231	0,61	274	1,56
2	510	525	0,41	509	0,81
3	598	613	0,41	546	1,16
4	886	883	0,54	851	0,79
5	990	1000	0,24	914	1,39
6	1225	1150	0,66	1230	1,26
7	1366	1310	1,36	1310	1,98
		1360	0,93		
8	1513	1570	0,78	1570	1,32
9	1662	1650	0,24		
		1660	0,32		
		1700	1,13	1760	1,49
		1900	0,97	????	0,94
10	1993	1950	0,60	2030	1,86
11	2038				
12	2103			2280	1,34
13	2391	2340	0,76	2330	0,96
Amortissement Moyen		0.66 %		1.30 %	

Tableau V-6 : Fréquences propres et amortissements comparés d'une plaque simple et d'une plaque doublée

Nous remarquons que les fréquences propres de la plaque simple sont proches de celles calculées à l'aide du logiciel ADNR ; cela nous prouve que le montage utilisé n'introduit pas trop de perturbations

dans le système. Par ailleurs, les valeurs d'amortissement obtenues sont proches de celles obtenues sur la base lors des mesures « in situ » commentées au chapitre 2.

Nous notons cependant que toutes ces valeurs d'amortissement sont plus fortes que celles données habituellement pour les matériaux utilisés ; nous pourrions attribuer ce phénomène au montage utilisé : les conditions d'appui s'écartent des « appuis simples » et il est possible de penser qu'une partie de l'énergie vibratoire est dissipée dans les languettes d'appuis créant ainsi un amortissement apparent très élevé. Il en serait de même sur la base en conditions réelles où les couplages mutuels entre les plaques créeraient un amortissement réellement très élevé.

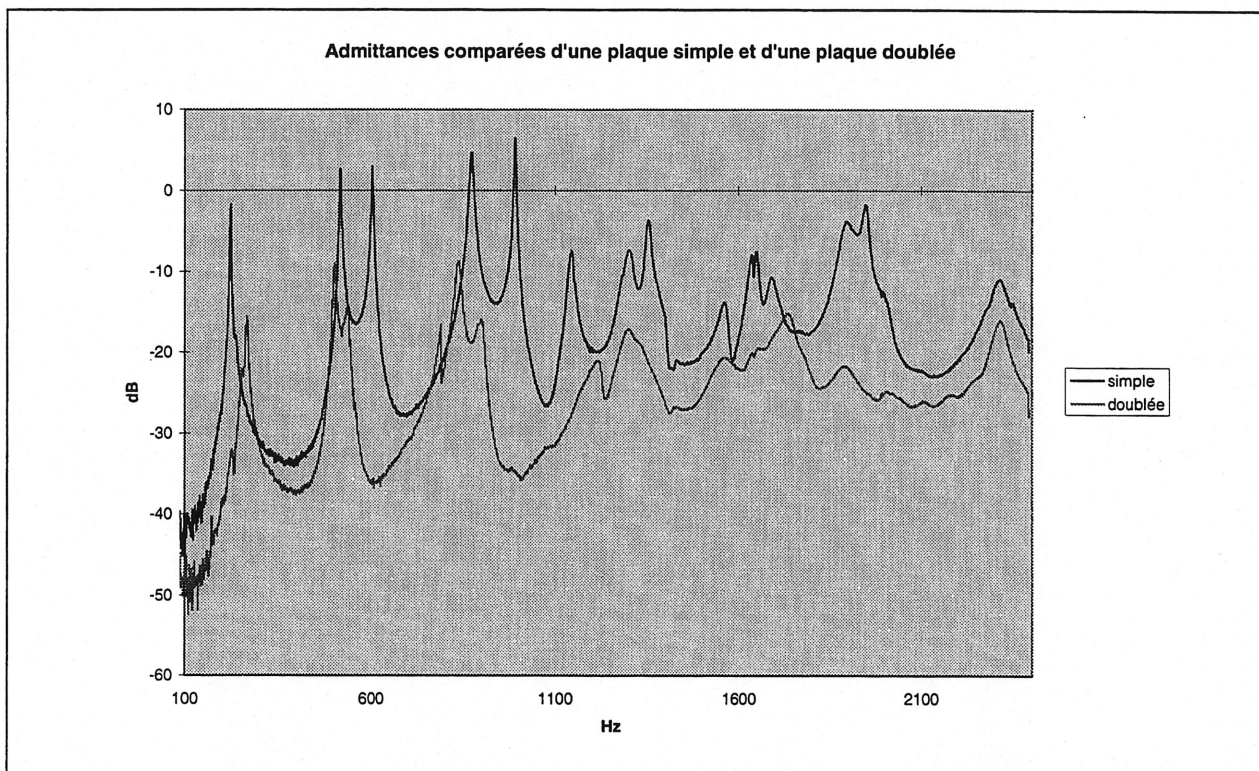


Figure V.25 : Admittances comparées d'une plaque simple et d'une plaque doublée

Nous observons donc que, pour une même force injectée, les accélérations de la structure sont beaucoup moins fortes avec une plaque doublée qu'avec une plaque simple. En effet, une valeur globale de -8.1 dB sur une plage de 100 Hz à 2400 Hz a été mesurée expérimentalement. Cependant, cette réduction est attribuable à l'augmentation de l'amortissement structural (lequel augmente d'un facteur proche de 2) dû à la présence de « frottements secs » les deux plaques, et également à l'ajout de masse (laquelle double pratiquement).

La solution mise en œuvre ici présente un certain intérêt, cependant, il nous semble préférable de chercher un traitement encore plus efficace et mettant en œuvre des matériaux viscoélastiques.

3.4. Traitement viscoélastique par matériau contraint sur la structure

3.4.1 Présentation de l'étude

Le but de cette étude est :

la mise au point d'une « approche équivalente » : méthode de simulation du comportement vibroacoustique d'un caisson parallélépipédique à l'aide d'une plaque simplement appuyée et de certaines conditions supplémentaires.

de fournir des indications utiles pour le traitement vibroacoustique à apporter à la base du système surpresseur fixe ainsi qu'au collecteur des systèmes surpresseurs embarqués.

3.4.2 Modélisation d'un caisson à l'aide d'une approche « plaque équivalente » et du logiciel ADNR

Le caisson réel est représenté à la figure suivante :

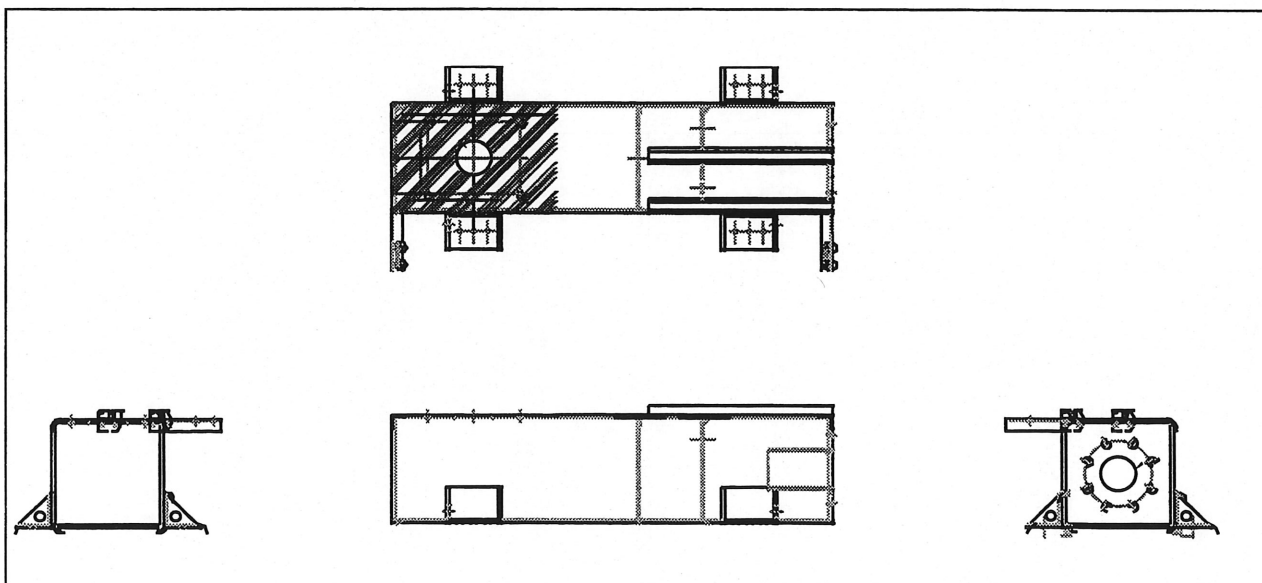


Figure V.26 : Vue d'ensemble du caisson à modéliser (Source : HIBON Inc.)

On voit donc que l'assimilation de cette structure à un caisson parallélépipédique simple constitue une première approximation.

♦ Recherche du modèle « plaque équivalente » pour un caisson parallélépipédique

Nous allons, dans un premier temps, modéliser le caisson à l'aide d'une seule de ses faces : c'est le cas de la « plaque simple ».

Nous affinerons ensuite le modèle en considérant un assemblage des 4 plaques principales du caisson et de raideurs ajoutées représentant l'influence des liaisons entre ces plaques : c'est le cas de la « plaque équivalente ».

Finalement, nous testerons la sensibilité du modèle « plaque équivalente » en utilisant différentes valeurs de raideurs ajoutées : c'est le cas intitulé « plaque équivalente avec raideurs affaiblies ».

♦ Étude de la plaque simple

Nous souhaitons modéliser le caisson en ne tenant compte que d'une seule de ses faces. Nous allons calculer les fréquences propres obtenues ainsi que quelques déformées modales.

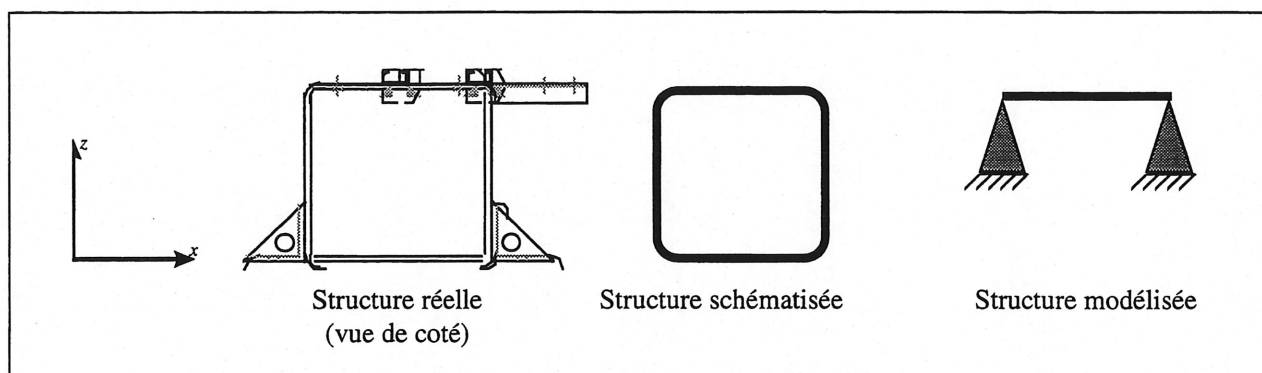


Figure V.27 : Modélisation du caisson par une plaque simple

Module d'Young	$2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Module Poisson	0.290
Masse volumique	7800 kg.m^{-3}
Epaisseur	$9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Longueur (x)	0.305m
Largeur (y)	1.220 m

Tableau V-7 : Caractéristiques de la plaque simple utilisée

Mode	Fréquence Propre [Hz]
1	252.7
2	297.3
3	371.6
4	475.7
5	609.5
6	773.0
7	966.3
8	966.3
9	1010.9
10	1085.2

Tableau V-8 : Fréquences propres de la plaque simple utilisée

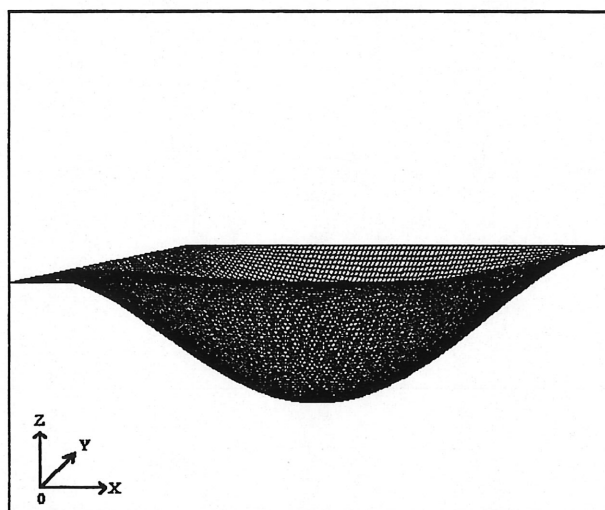


Figure V.28 : Déformée modale de la plaque simple utilisée à la fréquence de 253.7 Hz (Mode 1,1)

◇ Étude de la plaque équivalente

Nous souhaitons maintenant affiner le modèle en considérant un assemblage des 4 plaques principales du caisson et de raideurs ajoutées représentant l'influence des liaisons entre ces plaques. Nous calculerons enfin les fréquences propres, quelques déformées modales et les vitesses quadratiques obtenues.

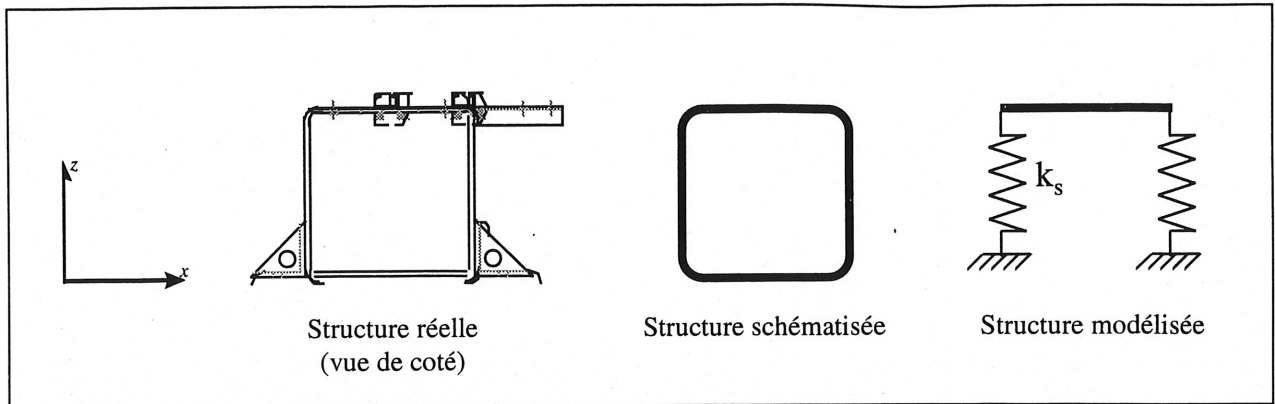


Figure V.29 : Modélisation d'une des plaques du caisson

Les conditions limites utilisées par ADNR [11] étant du type « appuis simples », la plaque équivalente sera modélisée de la façon suivante :

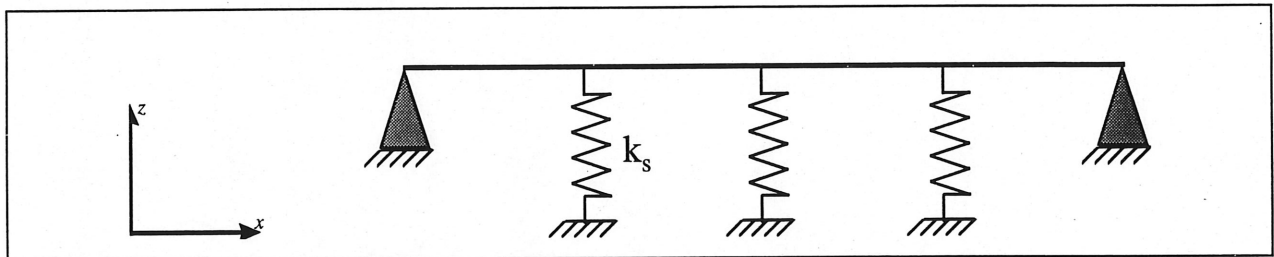


Figure V.30 : Modélisation de l'ensemble des plaques (plaque équivalente)

On utilise pour simuler la présence des angles l'ajout de raideur linéiques (Figure V.30); il convient cependant de déterminer le coefficient de raideur à utiliser. Pour cela, un petit calcul est nécessaire :

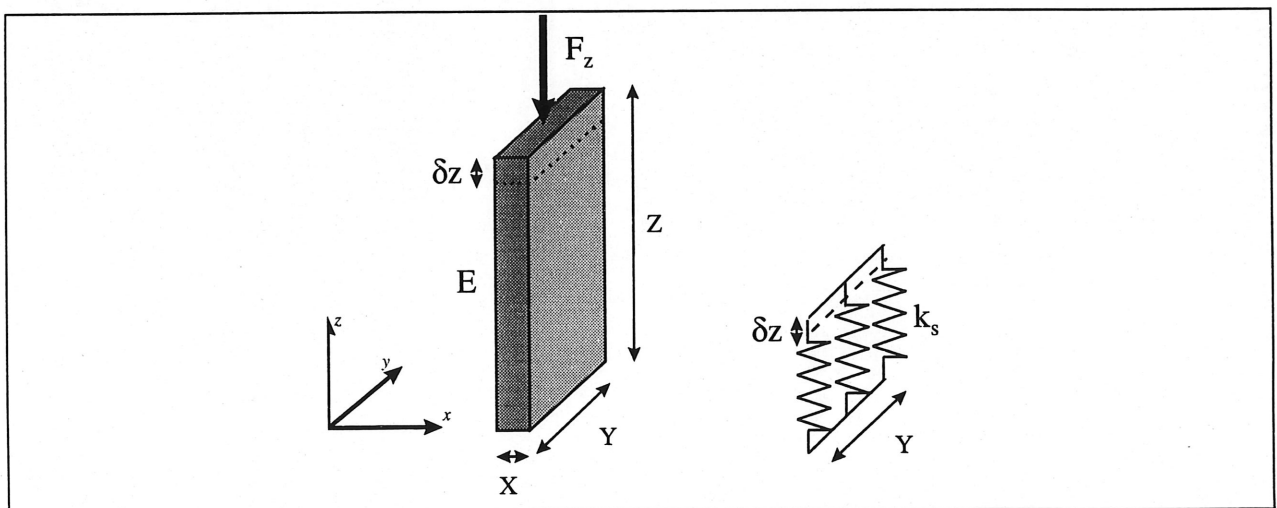


Figure V.31 : Détermination du module de raideur élastique

D'après la loi de Hooke en traction/compression uniaxe d'un matériau isotrope, en supposant que les hypothèses de l'élasticité linéaire sont vérifiées - répartition uniforme des contraintes, déformation uniforme des plaques (absence de flambage par exemple)- on a la relation :

$$\sigma = E \varepsilon_z \quad (V-1)$$

Cette relation dans notre cas peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{F_z}{A} = E \frac{\delta z}{Z} \text{ où } A = X * Y \quad (V-2)$$

Par ailleurs, l'équation de la force de rappel d'une raideur linéique est :

$$F_z = k_s \delta S \text{ où } S = Y * \delta z \quad (V-3)$$

On obtient donc par substitution le coefficient de raideur linéique recherché sous la forme :

$$k_s = \frac{E * X}{Z} \quad (V-4)$$

Application Numérique : Pour $E=2.1 \cdot 10^{11} \text{ N.m}^{-2}$, $X=0.009 \text{ m}$. et $Z=0.305 \text{ m}$, on obtient :

$$k_s = 576 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-2} = 576 \text{ MPa}$$

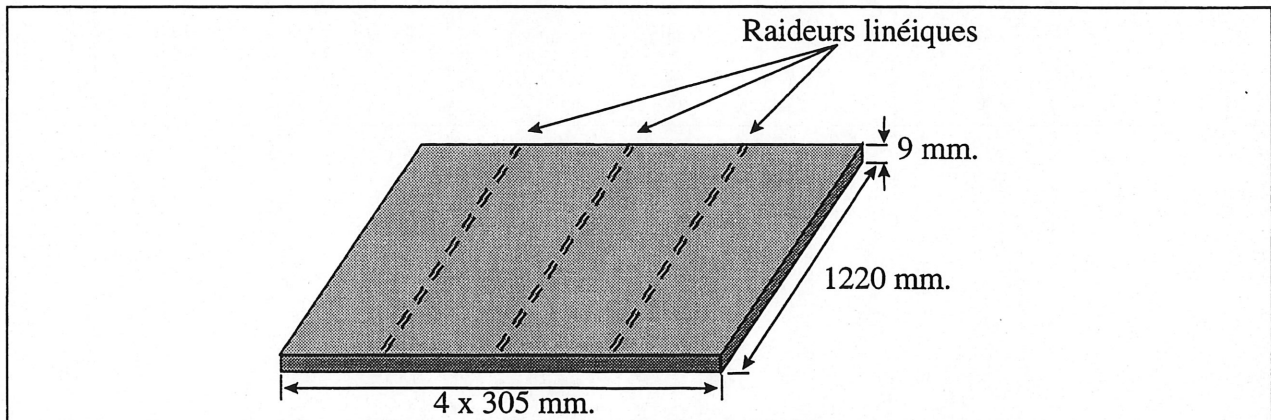


Figure V.32 : Plaque équivalente utilisée dans le logiciel ADNR

Caractéristiques physiques de la plaque équivalente utilisée dans le logiciel ADNR :

Module d'Young	$2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Module Poisson	0.290
Masse volumique	7800 kg.m^{-3}
Epaisseur	$9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Longueur (x)	1.220m
Largeur (y)	1.220 m
Module de raideur linéique	576 MPa

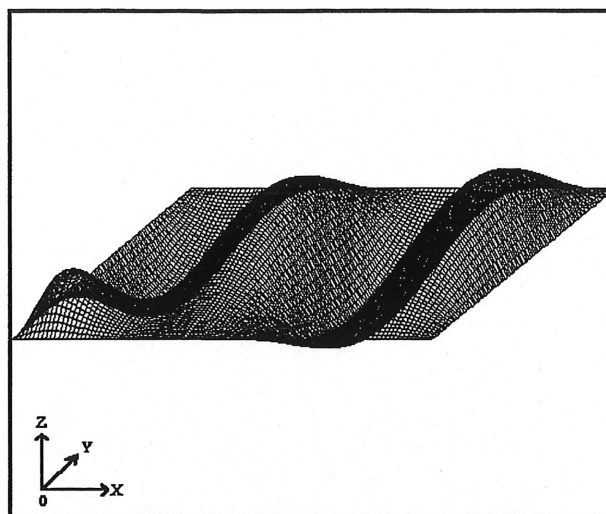


Figure V.33 : Déformée de la plaque équivalente à la fréquence de 252.7 Hz (1^{er} Mode)

On remarque bien l'effet des raideurs ajoutées sur la déformée du mode (1,1) de la plaque.

Mode	Fréquence Propre [Hz]
1	252.7
2	279.9
3	297.3
4	318.8
5	338.5
6	365.5
7	371.6
8	385.3
9	389.6
10	406.1

Tableau V-9 : Fréquences propres de la plaque équivalente utilisée

A la vue de ces résultats, on remarque que la présence des raideurs rapproche la modélisation de l'ensemble des plaques (à l'aide d'une plaque équivalente et de raideurs linéiques) à la modélisation d'une seule des plaques avec des conditions limites de type « appuis simples ».

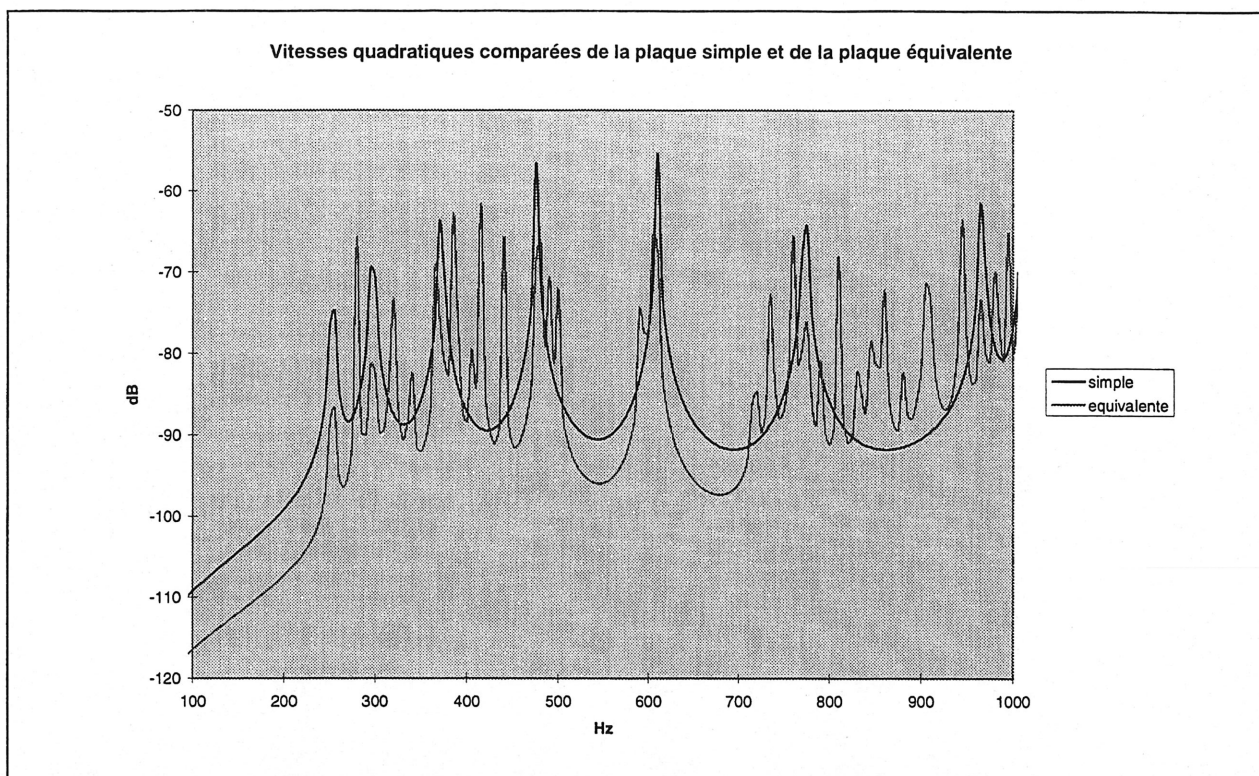


Figure V.34 : Vitesses quadratiques comparées de la plaque simple et de la plaque équivalente

On retrouve bien pour la plaque équivalente le comportement d'une plaque simple individuelle (voir Tableau V-10) doublé de comportement propre au couplage de ces plaques individuelles.

Mode	Fréquence pour plaque simple [Hz]	Fréquence pour plaque équivalente [Hz]
1	252.7	252.7
2		279.9
3	297.3	297.3
4		318.8
5		338.5
6		365.5
7	371.6	371.6
8		385.3
9		389.6
10		406.1

Tableau V-10 : Comparaisons des fréquences propres de la plaque simple et de la plaque équivalente

On remarque que tous les modes de la plaque individuelle simple se retrouvent dans la plaque équivalente ; par ailleurs le comportement individuel des plaques simples semblent dominer dans la plaque équivalente : en effet aucun mode de fréquence inférieure au premier mode de la plaque simple

individuelle. Ceci est dû à la forte raideur ajoutée (mais correspond à la réalité). Cependant, on peut étudier la sensibilité de la réponse de la plaque équivalente à une diminution du module des raideurs linéiques. C'est ce que nous allons faire au paragraphe suivant.

◇ Étude de la plaque équivalente avec raideurs affaiblies

Nous souhaitons tester maintenant la sensibilité du modèle « plaque équivalente » utilisé précédemment en utilisant différentes valeurs de raideur ajoutées. Nous calculerons pour chaque cas les fréquences propres obtenues.

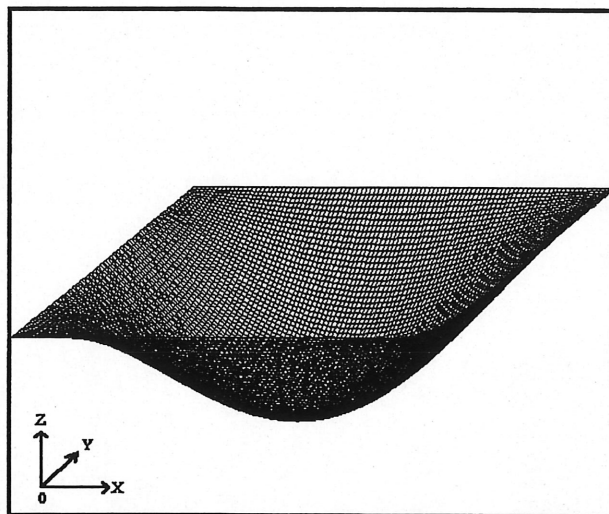


Figure V.35 : Déformée du mode (1,1) à la fréquence de 29.7 Hz.

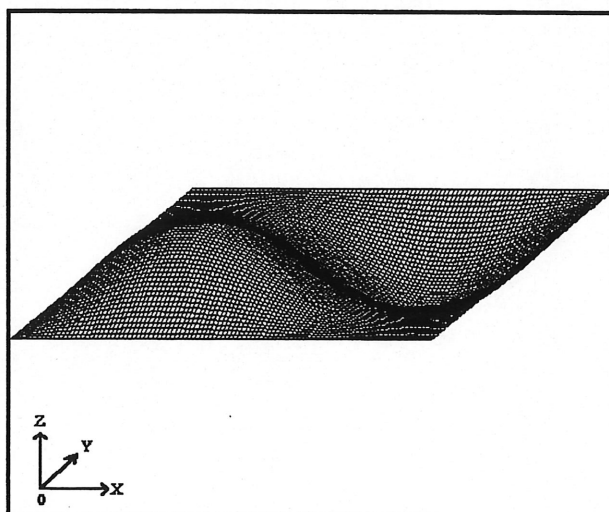


Figure V.36 : Déformée du double mode (2,1) et (1,2) à la fréquence de 74.3Hz de la plaque équivalente avec les modules des raideurs nulles.

Mode	Module de raideur [N.m ⁻²]			
	5.76.10 ⁸	5.10 ⁷	5.10 ⁵	0
1	252.7	168.4	34.3	29.7
2	279.9	178.5	76.3	74.3
3	297.3	182.2	76.3	74.3
4	318.8	202.1	120.2	118.9
5	338.5	212.1	149.6	148.7
6	365.5	223.6	149.6	148.7
7	371.6	247.2	194.0	193.3
8	385.3	252.7	194.0	193.3
9	389.6	254.0	252.7	252.7
10	406.1	297.3	253.3	252.7

Tableau V-11 : Relations entre fréquences propres et modules des raideurs de la plaque équivalente

On remarque bien que les fréquences du premier mode de la plaque équivalente sont d'autant plus basses que le module des raideurs linéiques est faible ; le cas limite est celui où il n'y a pas de raideur ajoutée et pour lequel le premier mode se situe à la fréquence de 29.7 Hz. Dans le cas qui nous intéresse, pour un module de 576 MPa, nous avons vu au paragraphe précédent que les raideurs ajoutées étaient en pratique équivalentes à des appuis simples, puisque l'on retrouvait exactement les modes de chacune des plaques individuelles.

◇ Conclusion

On peut conclure à la suite de cette étude que la plaque équivalente obtenue par assemblage de 4 plaques individuelles et de raideurs linéiques ne possède pas plus de propriétés en basses fréquences que chacune des plaques qui la constitue.

Ceci est attribuable à la très grande raideur des liaisons modélisées ; une étude de sensibilité nous montre que lorsque le module de ces raideurs diminue fortement, on tend vers le cas limite de la plaque simple de grande dimension.

Il serait toutefois intéressant de voir lequel de ces deux résultats est le plus conforme au comportement réel du caisson. A cet égard, un code de FEM pourrait être utilisé.

3.4.3 Traitement viscoélastique de la base

◆ Introduction

On désire maintenant appliquer à cette plaque équivalente un traitement viscoélastique approprié et chercher à optimiser le traitement obtenu.

Nous avons appris [1] que le simple ajout d'une couche viscoélastique ne constitue pas – en général – une solution idéale : l'effet de masse ajoutée est en grande majorité responsable de l'atténuation obtenue. Il convient donc de contraindre cette couche viscoélastique à l'aide d'une couche dite « contraignante » extérieure.

Dans un premier temps, on étudiera les effets des différents paramètres du traitement viscoélastique sur l'efficacité du traitement ; les analyses porteront sur l'influence de l'épaisseur de la couche viscoélastique et de son module d'Young.

Dans un deuxième temps, nous regarderons en fonction des matériaux viscoélastiques disponibles dans le commerce quels changements peuvent être attendus d'un bon traitement viscoélastique.

♦ Choix du matériau viscoélastique

Nous connaissons l'influence de l'épaisseur de la couche contraignante : plus celle-ci est importante, plus grande est la rigidité de la structure contraignante, plus grandes sont les déformations du matériau viscoélastique, meilleure est l'efficacité du traitement ; cet aspect de la question ne sera donc pas abordé tout de suite.

Nous allons maintenant tester l'influence de deux paramètres du matériau viscoélastique : son épaisseur et son module d'Young.

Pour ce faire, on traitera en série une douzaine de cas dans lesquels l'épaisseur variera de 0.25 mm à 1 mm et le module d'Young variera de 1.10^9 à 1.10^6 Pa..

Les autres caractéristiques des traitements considérés sont les suivantes :

Module d'Young	$2.1 \cdot 10^{11}$ Pa
Module Poisson	0.290
Masse volumique	7800 kg.m^{-3}
Coefficient amortissement	0.002
Epaisseur	$9 \cdot 10^{-3}$ m
Longueur (x)	1.220m
Largeur (y)	1.220 m
Module de raideur linéique	576 MPa

Tableau V-12 : Caractéristiques de la plaque équivalente utilisée (structure à contrôler)

Module d'Young	$2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Module Poisson	0.290
Masse volumique	7800 kg.m^{-3}
Coefficient amortissement	0.002
Epaisseur	$9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Longueur (x)	1.220m
Largeur (y)	1.220 m

Tableau V-13 : Caractéristiques de la plaque contraignante utilisée (identique à la structure à contrôler)

Module de cisaillement	$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$
Module Poisson	0.3
Masse volumique	1000 kg.m^{-3}
Coefficient amortissement	1

Tableau V-14 : Caractéristiques du matériau viscoélastique utilisé

Enfin, l'excitation utilisée est de type onde plane acoustique (amplitude 1 Pa) sous incidente oblique quelconque (48° avec l'axe z et 58° avec l'axe x) afin de permettre l'excitation de tous les modes de la structure malgré la présence des raideurs ajoutées.

◇ Influence de l'épaisseur de la couche viscoélastique

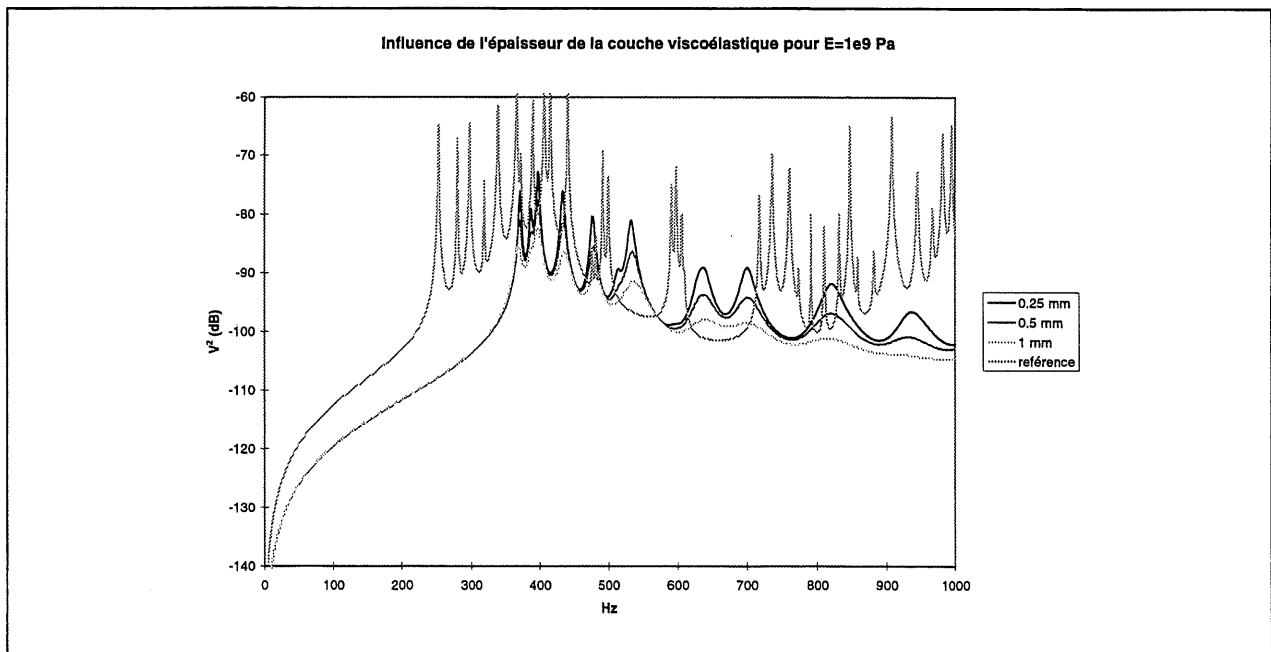


Figure V.37 : Influence de l'épaisseur de la couche viscoélastique ($E=1.10^9 \text{ Pa}$)

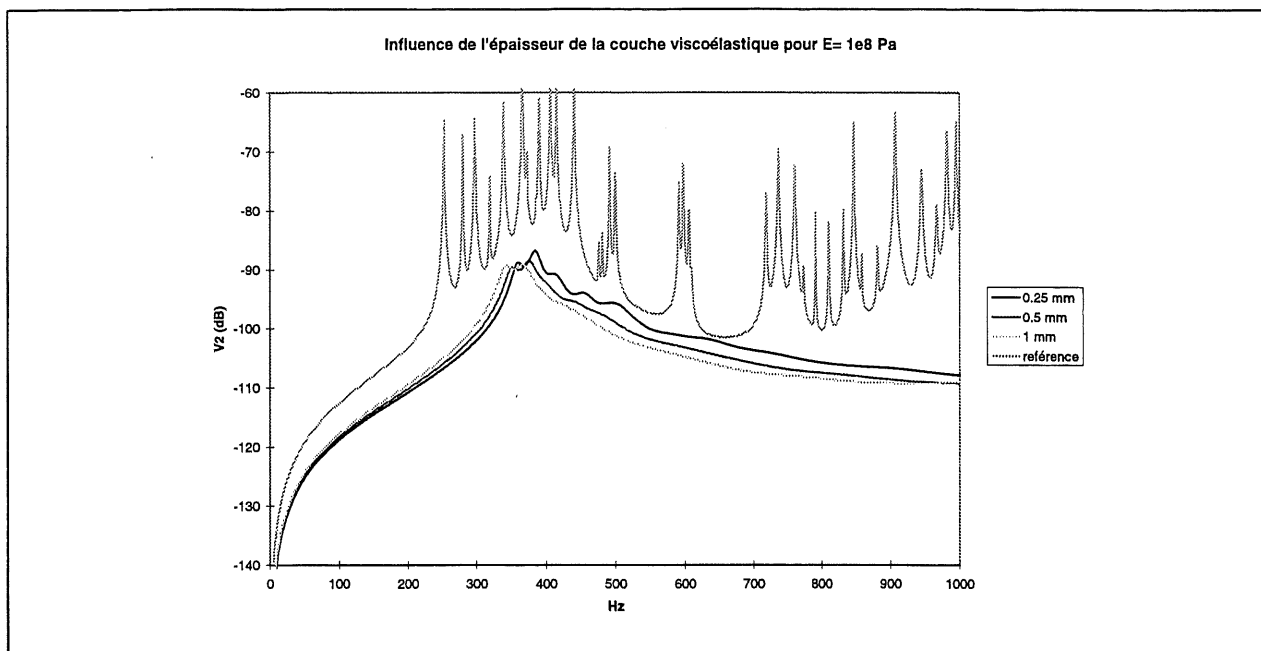


Figure V.38 : Influence de l'épaisseur de la couche viscoélastique
($E = 1.10^8$ Pa)

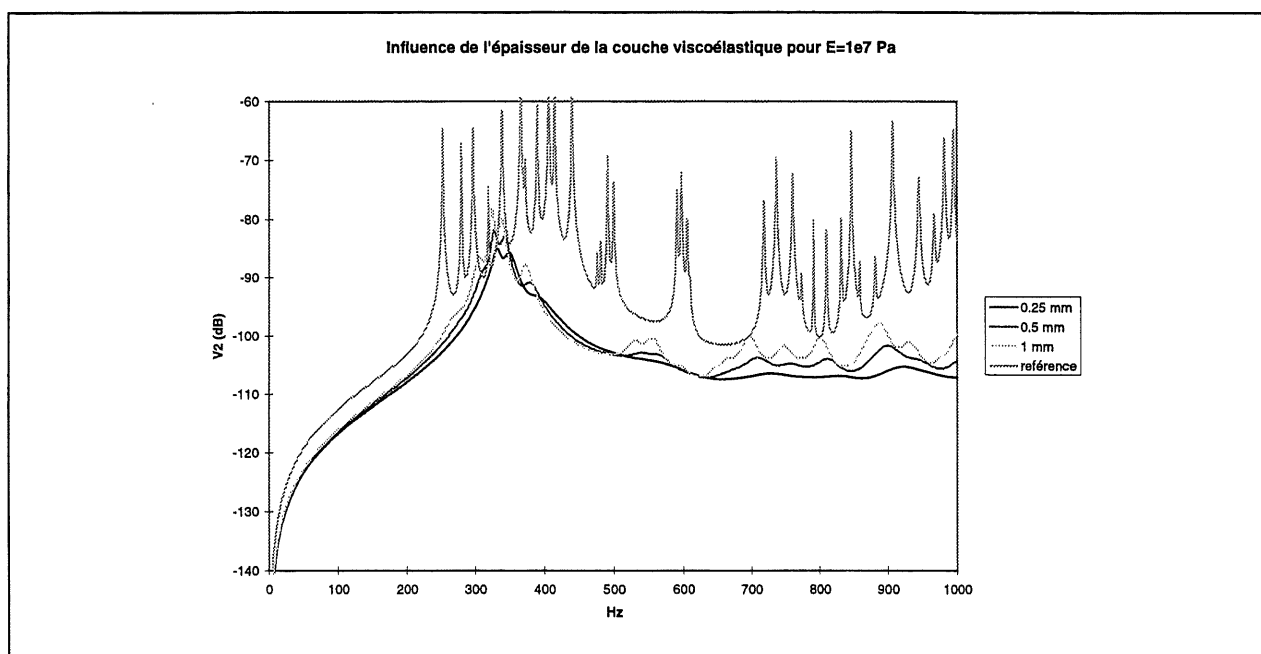
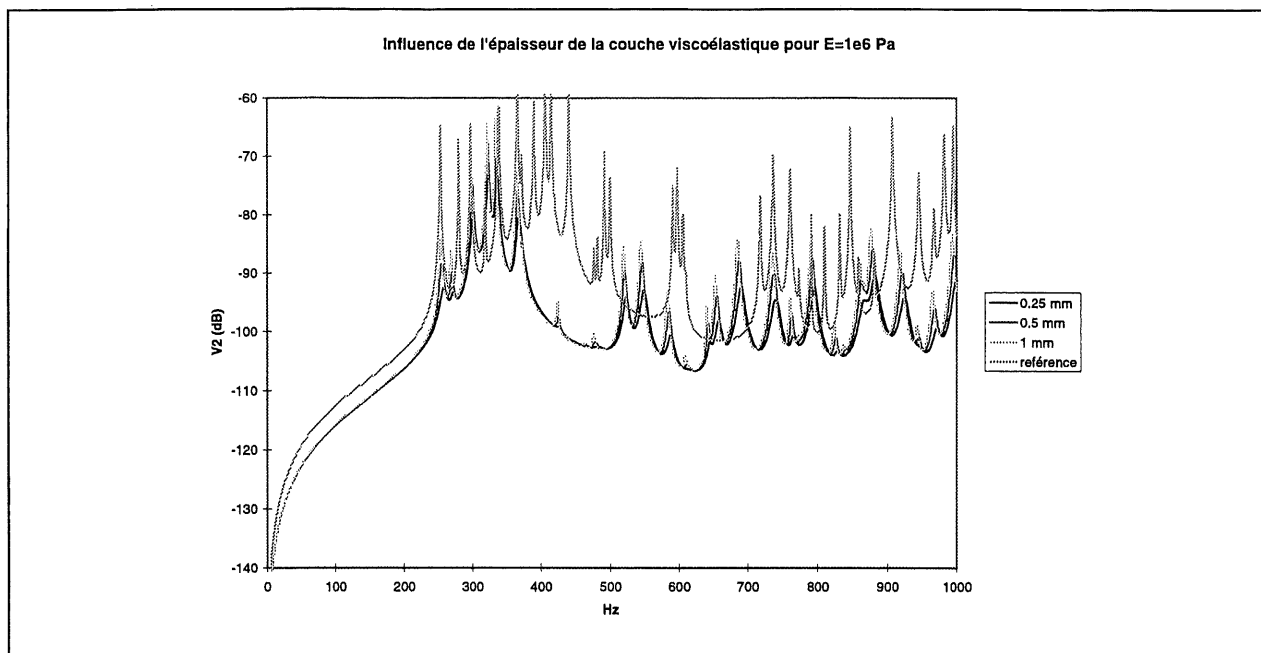
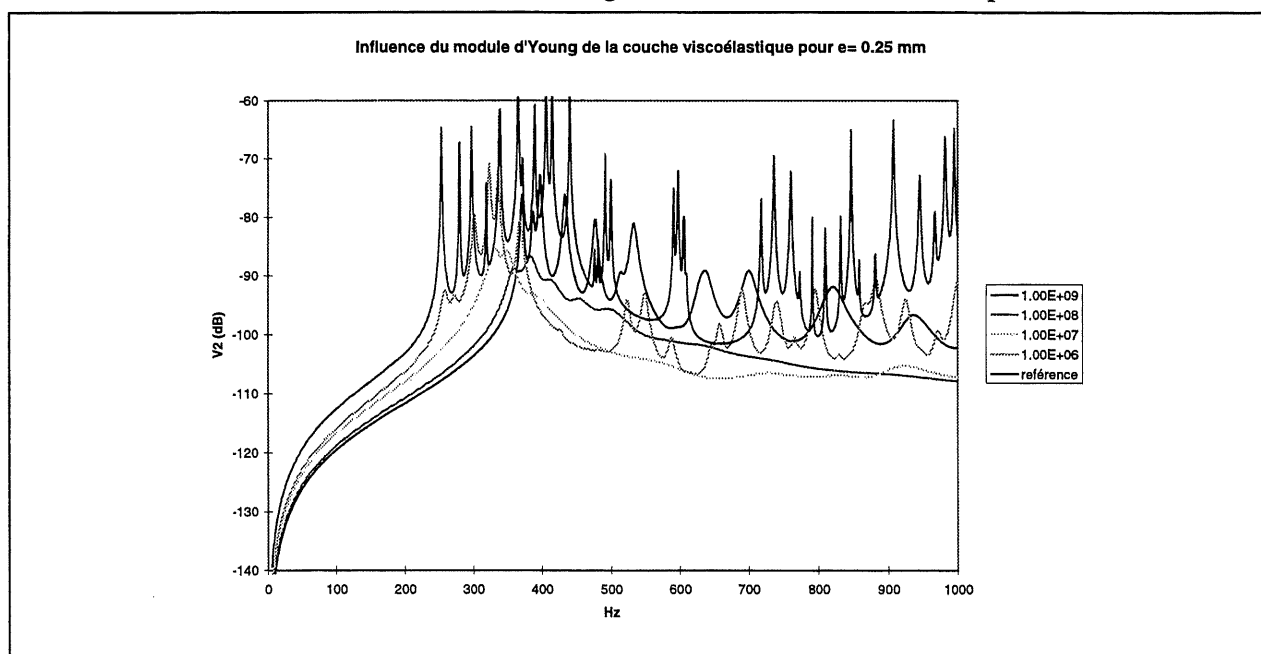


Figure V.39 : Influence de l'épaisseur de la couche viscoélastique
($E = 1.10^7$ Pa)



◇ Influence du module d'Young de la couche viscoélastique



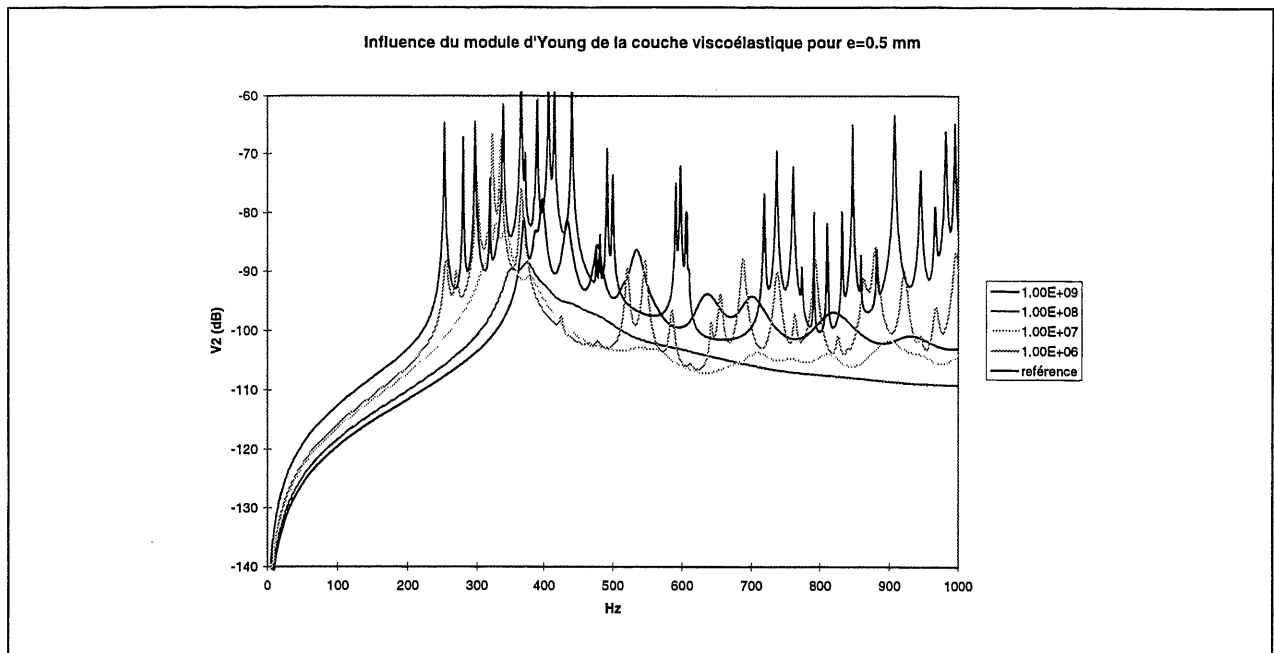


Figure V.42 : Influence du module d'Young de la couche viscoélastique ($e=0.5$ mm)

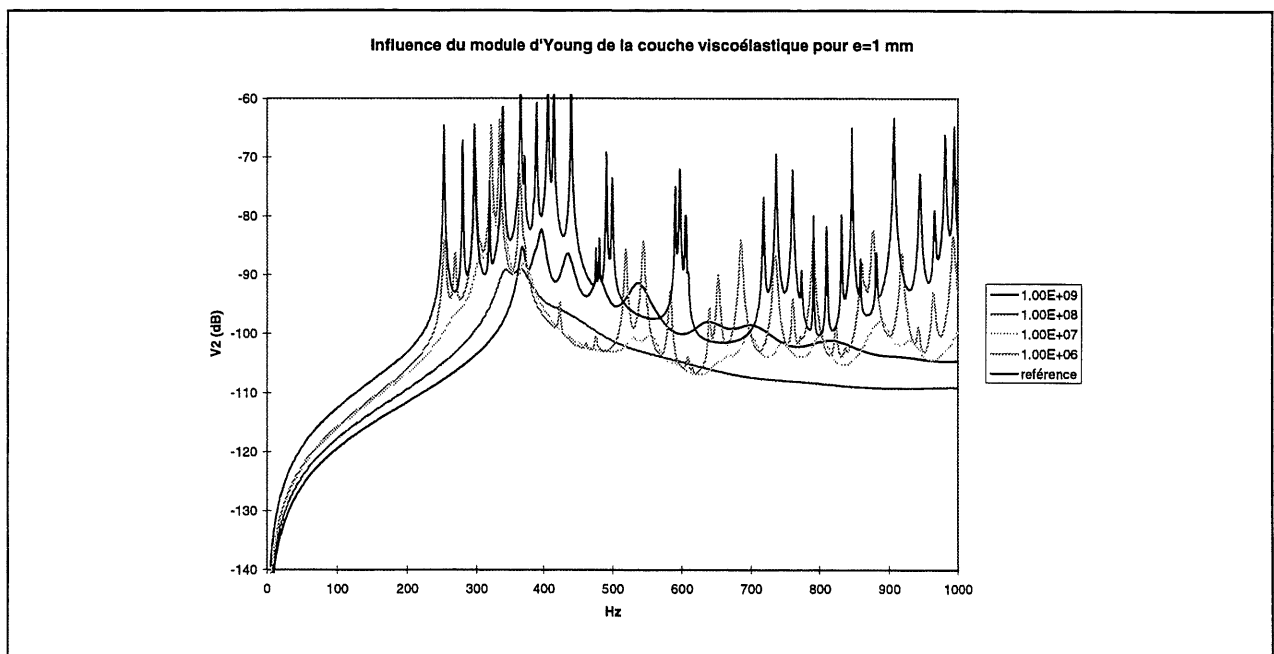


Figure V.43 : Influence du module d'Young de la couche viscoélastique ($e=1$ mm)

◇ Conclusion

Nous voyons très nettement l'influence de l'épaisseur et du module d'Young de la couche visco : lorsque le module d'Young est trop élevé (10^9 Pa.), l'efficacité est médiocre mais est améliorée par une

augmentation de l'épaisseur du viscoélastique. A l'inverse, lorsque le module d'Young est trop faible l'efficacité reste médiocre, voire mauvaise, mais est légèrement améliorée (surtout en H.F.) lorsque l'épaisseur du viscoélastique diminue.

Le cas optimal est obtenu pour $E=1.10^8$ Pa. Et dans ce cas, l'épaisseur peut varier légèrement sans trop affecter l'efficacité du traitement. Une épaisseur de 1mm est satisfaisante, mais le cas $e=0.5$ mm est tout à fait acceptable.

♦ Sélection d'un matériau viscoélastique existant

Dans un premier temps, on s'intéresse à deux matériaux couramment utilisés et précédemment étudiés [52] : soient le DYAD 606 (*SoundCoat Company*) et le ISD 112 (*3M*). Nous possédons également toutes les caractéristiques structurels de ces deux matériaux viscoélastiques tels que module d'Young, module de cisaillement et coefficient d'amortissement en fonction de la fréquence.

◇ Descriptions des matériaux existants

ISD 112 (3M)		
Epaisseur	Masse volumique	Coefficient de Poisson
0.25 mm	1015 kg.m-3	0.3

Tableau V-15 : Caractéristiques du ISD 112

DYAD 606 (Sound Coat)		
Epaisseur	Masse volumique	Coefficient de Poisson
0.5 mm	1680 kg.m-3	0.3

Tableau V-16 : Caractéristiques du ISD 112

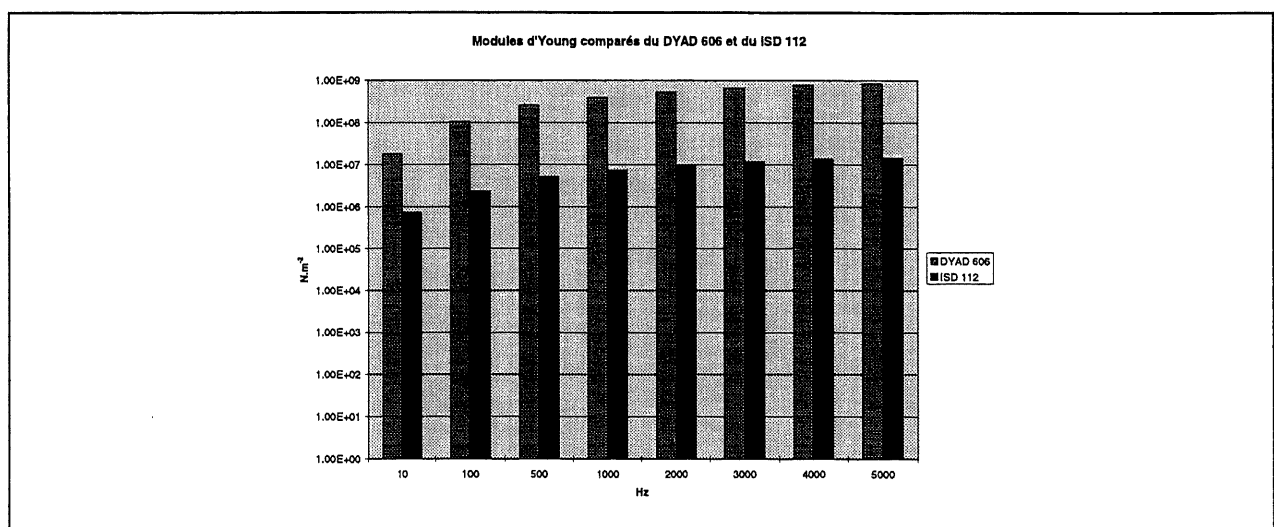


Figure V.44 : Comparaison des modules d'Young des deux matériaux viscoélastiques

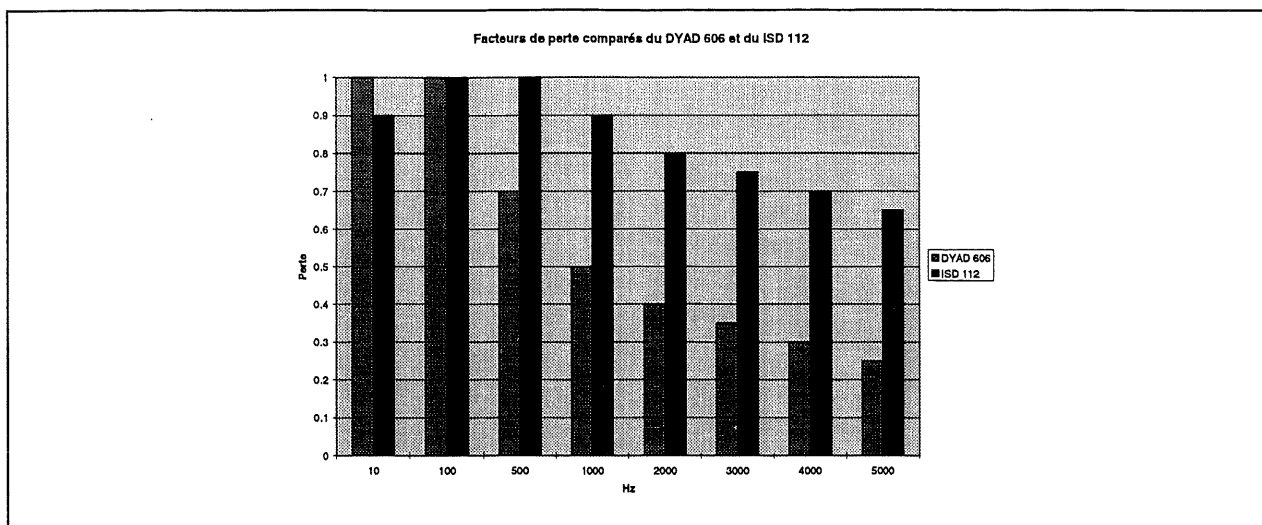


Figure V.45 : Comparaison des facteurs de perte des deux matériaux viscoélastiques

◇ Résultats des deux traitements viscoélastiques

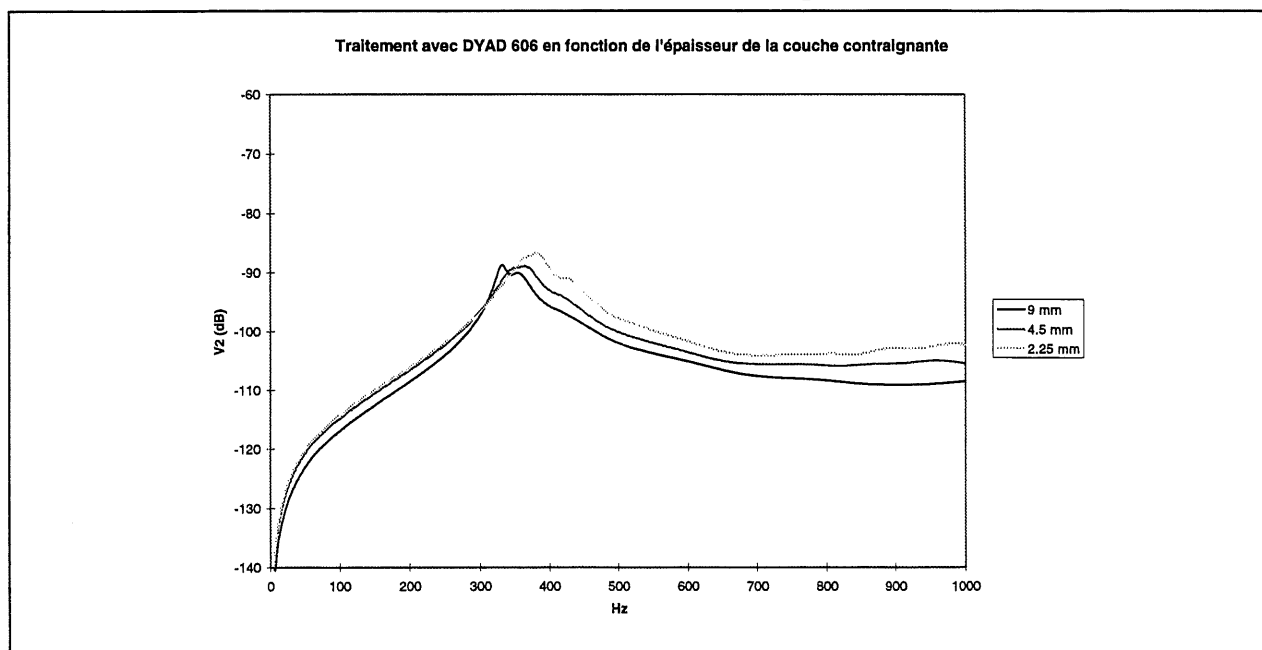


Figure V.46 : Traitement DYAD 606

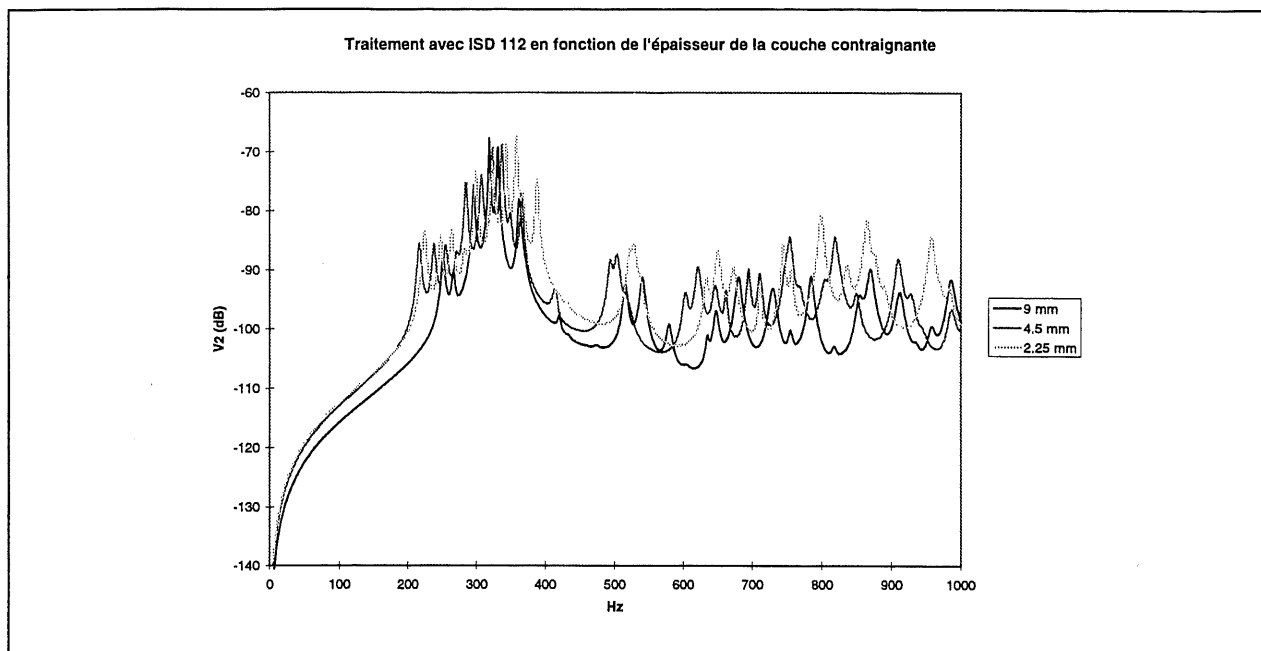


Figure V.47 : Traitement ISD 112

Epaisseur couche contraignante	Matériaux viscoélastique	
	DYAD 606	ISD 112
9 mm	-71.6 dB	-60.3 dB
4.5 mm	-70.3 dB	-58.8 dB
2.25 mm	-68.4 dB	-57.2 dB

Tableau V-17 : Niveau de vitesse quadratique moyenne obtenu après deux types de traitements viscoélastiques

A titre indicatif, signalons que le niveau de vitesse quadratique moyenne obtenu sans traitement dans les mêmes conditions sur une plage de fréquence de 5 à 1000 Hz est de -46.9 dB.

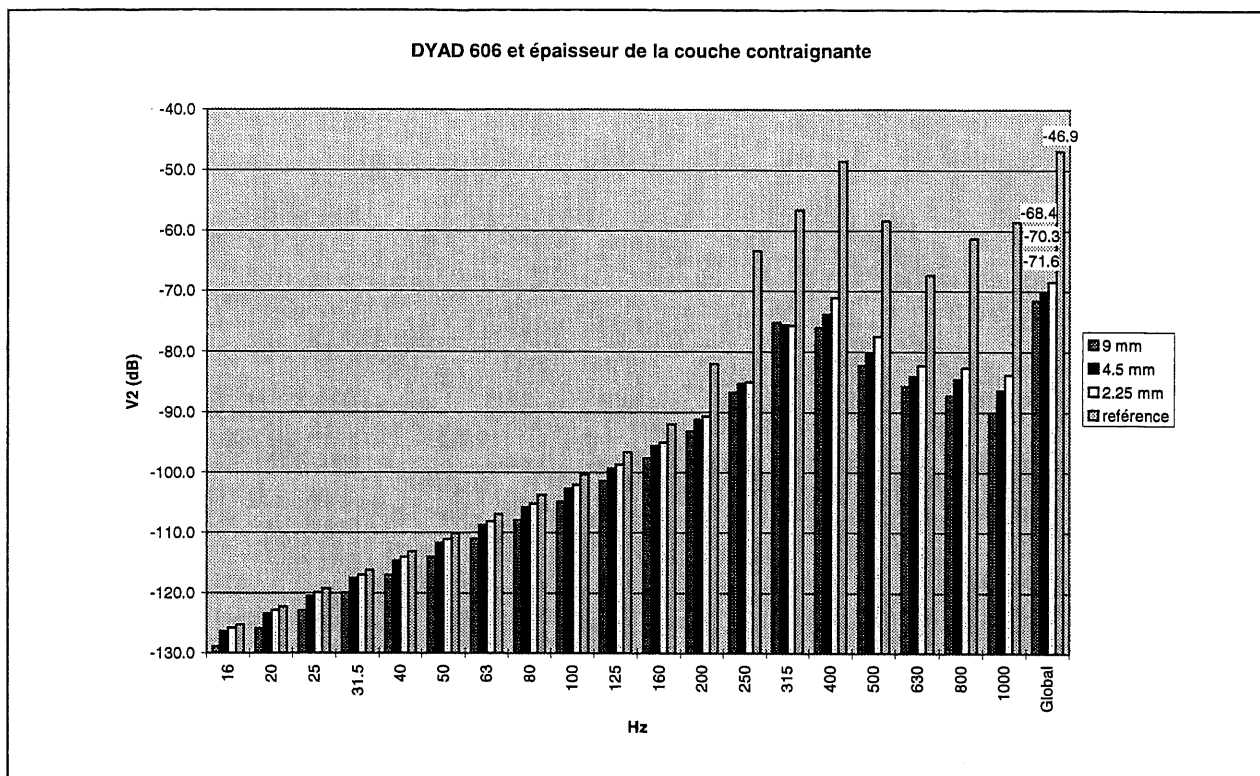


Figure V.48 : Utilisation du DYAD 606

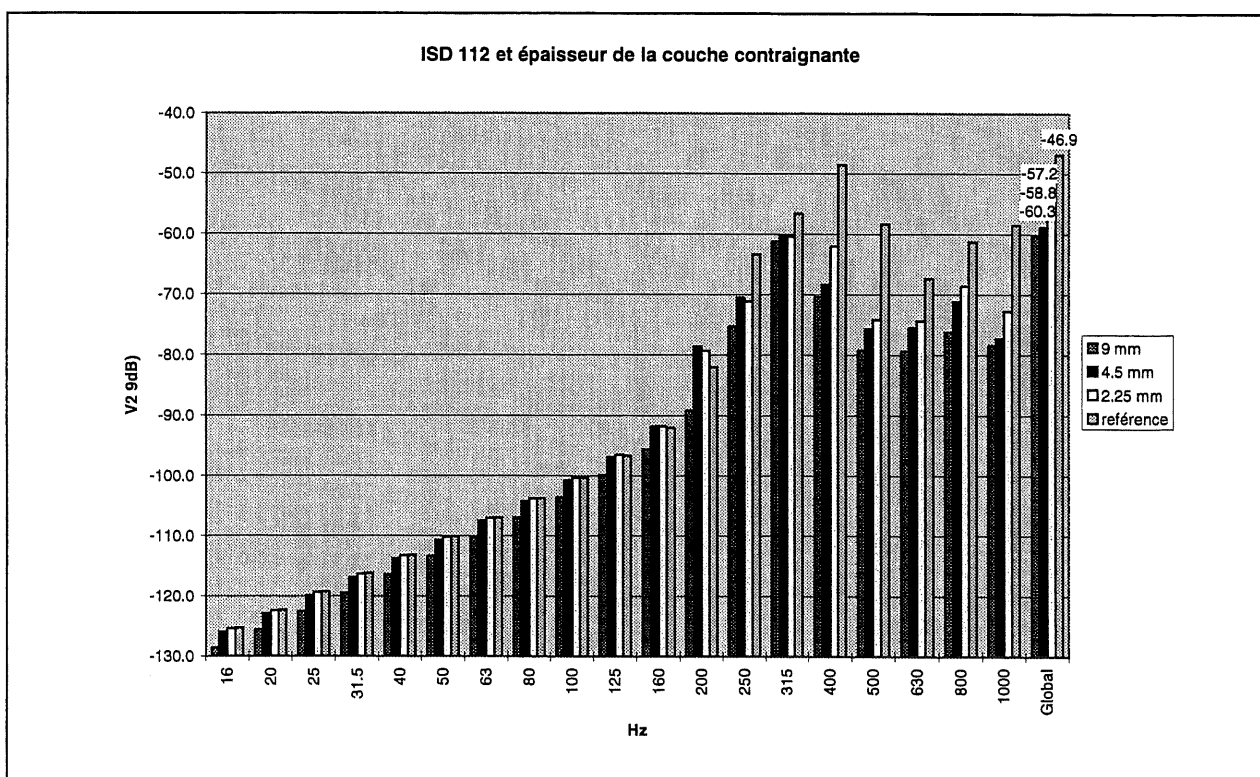


Figure V.49 : Traitement avec le ISD 112

On peut donc atteindre une atténuation de près de 25 dB en utilisant le matériau dont le module de Young est proche de 1.10^8 Pa (DYAD 606). On remarque également que la diminution de l'épaisseur de la couche contraignante d'un facteur 4 ne fait remonter le niveau vibratoire que de 3.2 dB.

Enfin, sur les courbes précédentes, on remarque que la différence de niveau entre la plaque non traitée (« référence ») et la plaque traitée et une couche contraignante de 9 mm est d'environ 6.0 dB. Ceci correspond à la loi de masse (qui domine ne basses fréquences) puisqu'il y a doublement de la masse de la structure.

◇ Influence de la température

Nous allons maintenant étudier le comportement du DYAD 606 en fonction de la température.

Epaisseur couche contraignante	Matériaux viscoélastique utilisé	
	DYAD 606 à 20 °C	DYAD 606 à 60 °C
9 mm	-71.6 dB	-61.5 dB
4.5 mm	-70.3 dB	-60.4 dB
2.25 mm	-68.4 dB	-59.1 dB

Tableau V-18 : Comparaison des niveaux vibratoires après traitement avec DYAD 606 à 20C et 60C.

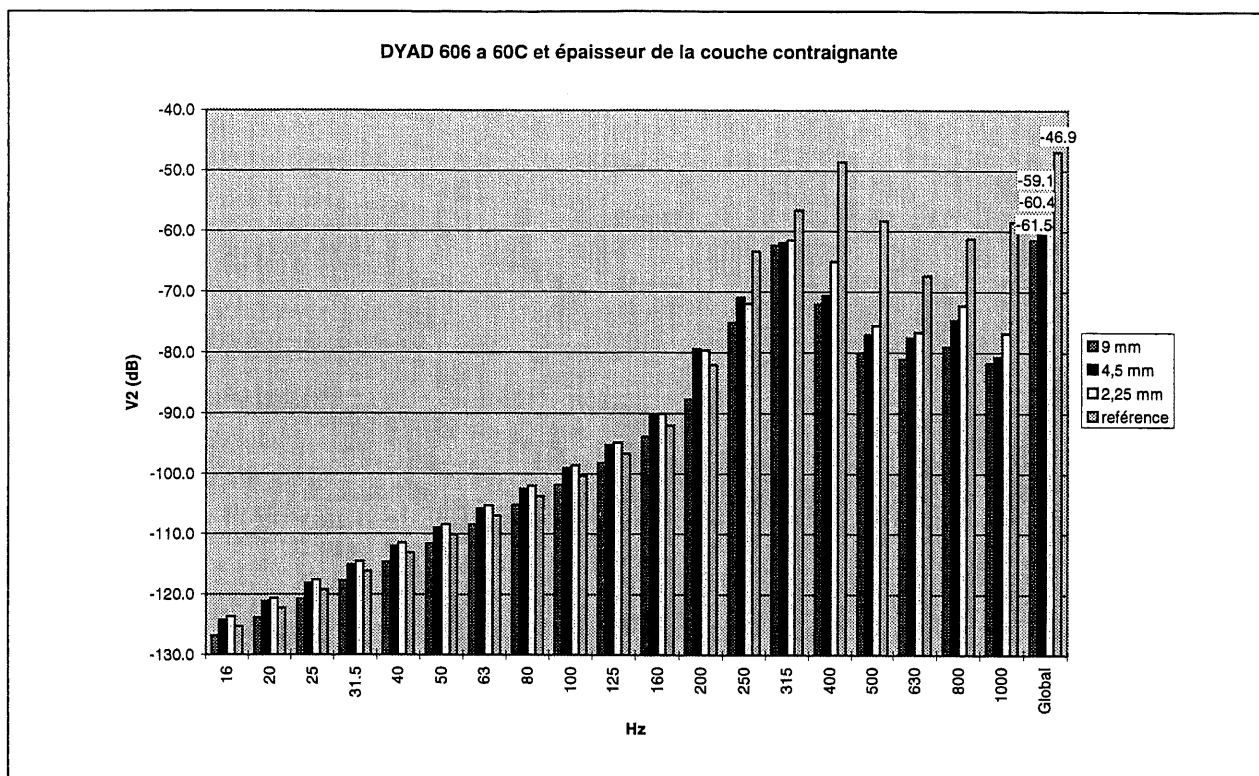


Figure V.50 : DYAD 606 a 60C et épaisseur de la couche contraignante

On remarque que le traitement perd beaucoup de son efficacité (on retrouve presque les niveaux vibratoires obtenus précédemment avec le ISD 112) lorsque la température augmente, ceci est dû au changement des caractéristiques du matériau viscoélastique dont le module d'Young baisse avec la température. Ceci montre à quel point le choix et l'optimisation du traitement d'un matériau viscoélastique est délicat et est grandement fonction des conditions d'utilisation.

Cependant, la gamme des produits viscoélastiques est large et il reste tout à fait possible de trouver un traitement optimal dans le cas d'une application industrielle telle que celle envisagée dans le cadre du projet de réduction de bruit pour les systèmes surpresseurs HIBON.

◇ Études des différents indicateurs vibroacoustiques

Nous allons maintenant déterminer les principaux indicateurs vibroacoustiques pour trois types de traitements :

- Traitement avec DYAD à 20 °C (optimisé),
- traitement avec DYAD à 60 °C
- absence de traitement (référence)

Ces indicateurs sont principalement :

- la vitesse quadratique moyenne
- le facteur de rayonnement
- la puissance rayonnée

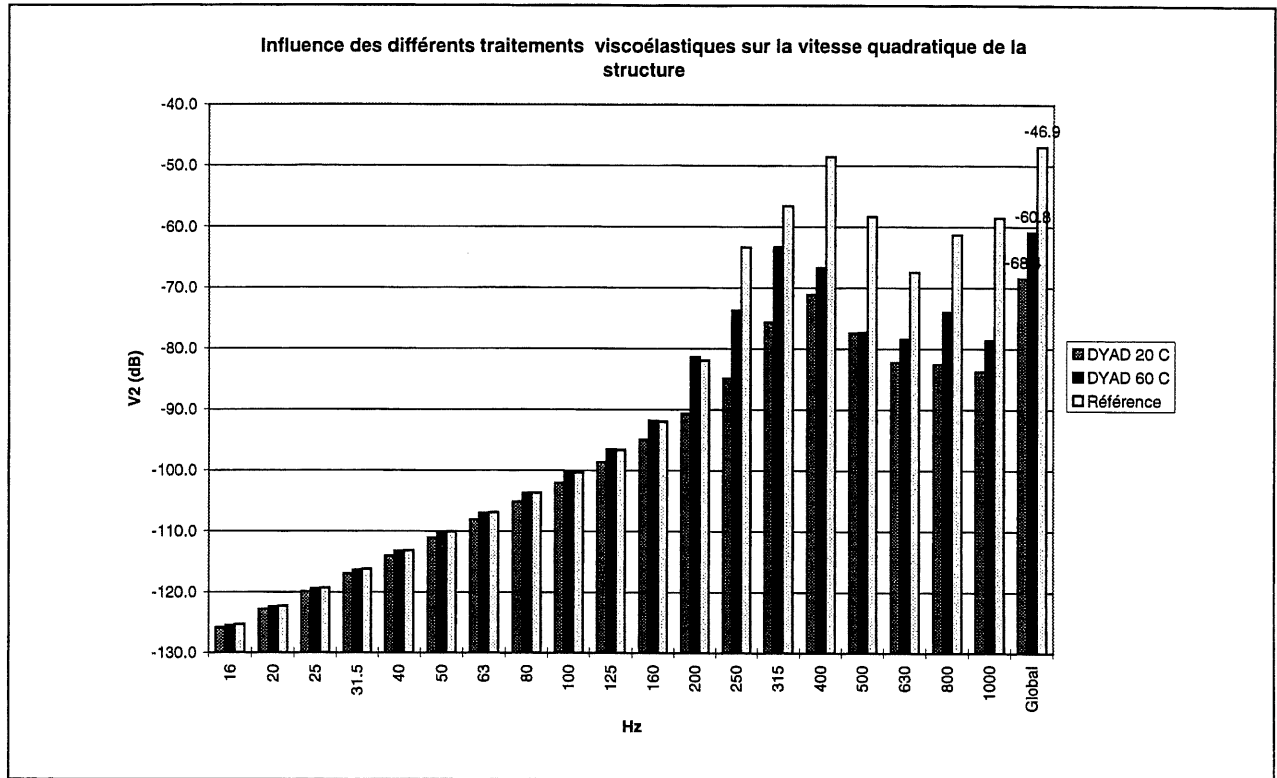


Figure V.51 : Influence des différents traitements viscoélastiques sur la vitesse quadratique de la structure

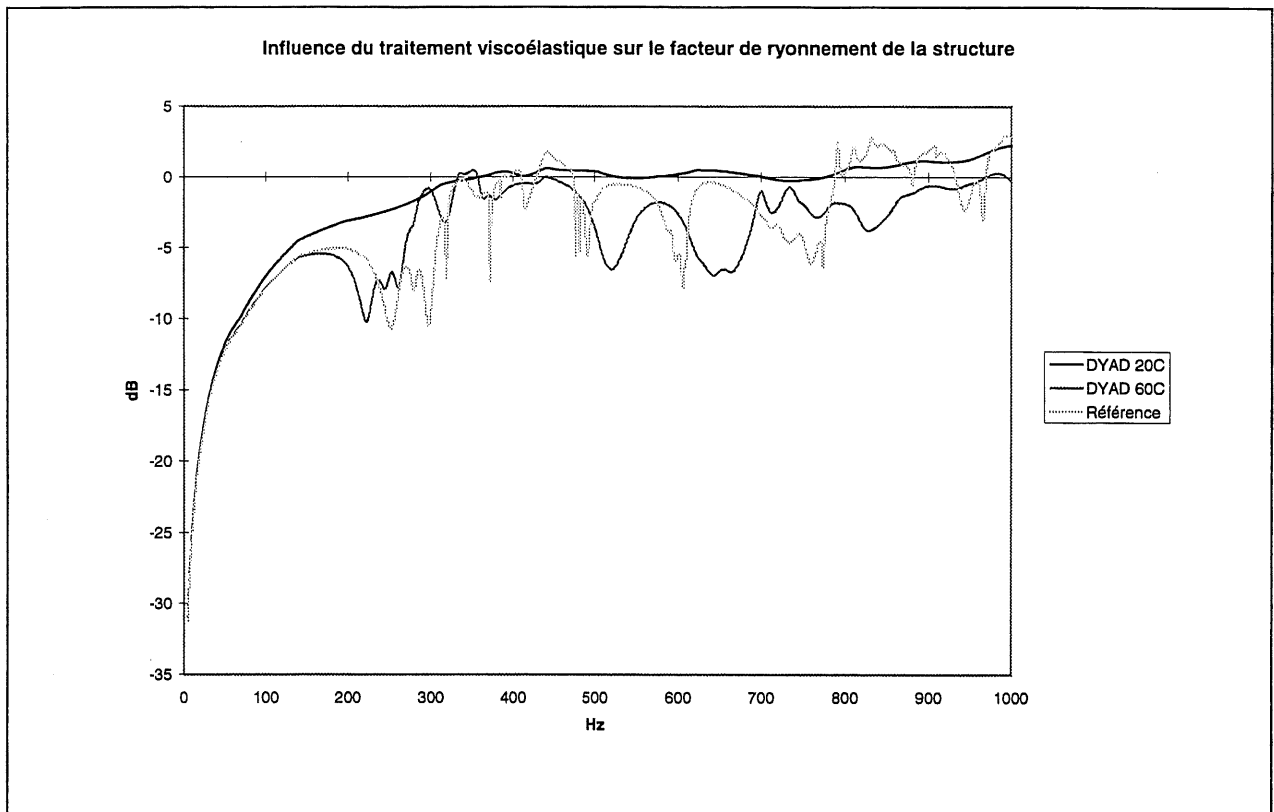


Figure V.52 : Influence du traitement viscoélastique sur le facteur de rayonnement de la structure

Le facteur de rayonnement obtenu après traitement viscoélastique possède une allure « lissée » du fait de la diminution de l'amplitude des modes : les courts-circuits acoustiques dus aux modes paires/impaires sont moins nombreux, le rayonnement de la structure se rapproche de celui d'un piston plan.

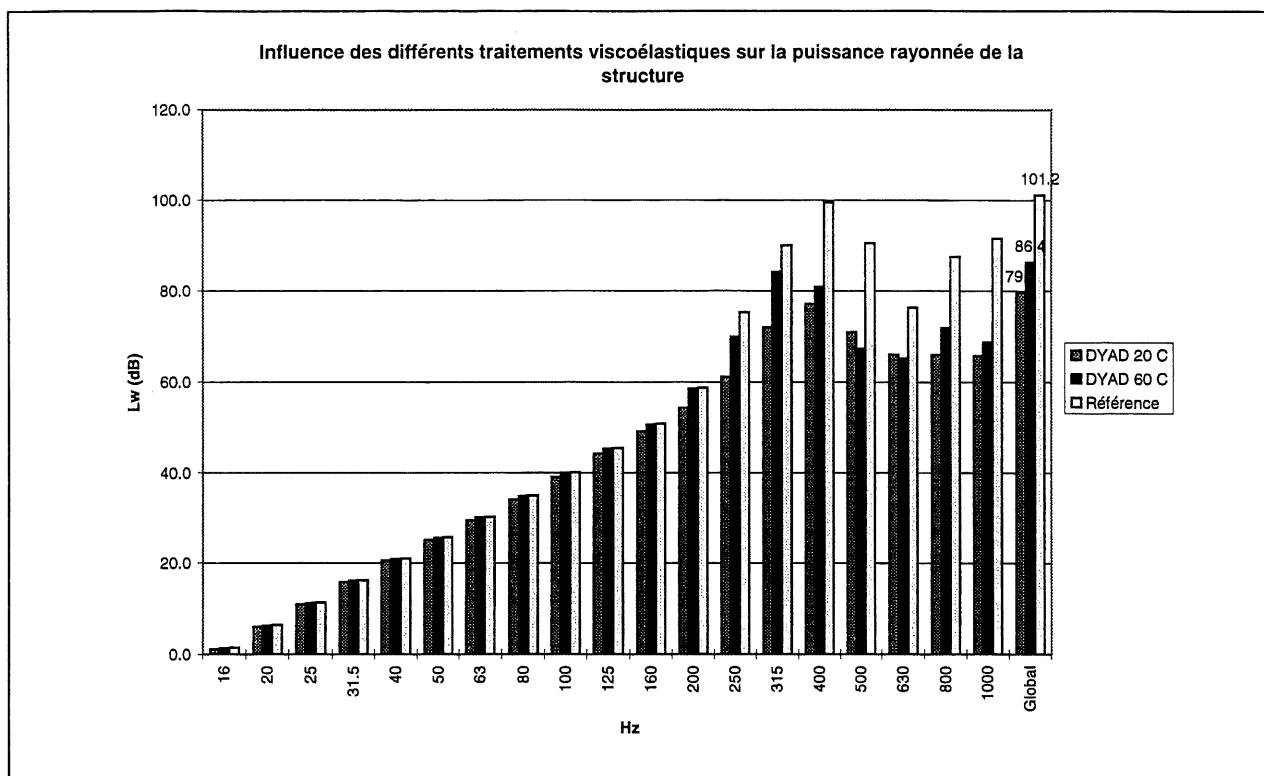


Figure V.53 : Influence des différents traitements viscoélastiques sur la puissance rayonnée de la structure

Indicateur vibroacoustiques	Traitement viscoélastique utilisé		
	DYAD 606 à 20 °C	DYAD 606 à 60 °C	Aucun (référence)
Vitesse quadratique	-68.4 dB	-60.8 dB	-46.9 dB
Facteur de rayonnement	27.9 dB	25.6 dB	26.8 dB
Puissance rayonnée	79.7 dB	86.4 dB	101.2 dB
Puissance rayonnée	75.6 dB(A)	81.0 dB(A)	97.5 dB(A)

Tableau V-19 : Influence du traitement viscoélastique utilisé sur les principaux indicateurs vibroacoustiques

Nous retrouvons les résultats précédents concernant la vitesse quadratique moyenne de la structure après les différents traitements : celle-ci est minimale pour le traitement optimisé (DYAD à 20 °C), mais augmente pour des températures de fonctionnement supérieures.

En revanche, nous observons que le facteur de rayonnement global reste inchangé quel que soit le type de traitement utilisé, nous observons bien cependant que la présence d'un traitement viscoélastique optimisé a tendance à « lisser » la courbe obtenue.

Finalement, il est logique de retrouver une puissance rayonnée qui respecte les mêmes tendances que la vitesse quadratique moyenne de la structure : optimale (et donc minimum) pour le DYAD à 20°C.

Cet exercice nous a prouvé que l'utilisation des vitesses quadratiques comme indicateurs pour tester l'efficacité des traitements viscoélastiques était valable : ces dernières sont en effet proportionnelles à la puissance rayonnée (la grandeur que nous cherchons justement à contrôler)

Par ailleurs, nous avons la confirmation que d'un point de vue théorique, il est possible de s'attendre à des réductions des puissances rayonnées de l'ordre de 22 dB(A).

♦ Conclusion

On retrouve donc les résultats observés par O. Foin *et al*; les grandes tendances des différents paramètres sensibles d'un traitement viscoélastique sont les suivantes ;

- on remarque cependant que le module d'Young possède une valeur optimale, que l'épaisseur gagne à être maximum et que la rigidité de la couche contraignante doit, elle aussi, être maximum.
- il a été également observé que des valeurs de l'ordre de 1.10^8 Pa pour le module d'Young du matériau viscoélastique pouvaient conduire à des atténuations allant jusqu'à 25 dB lorsque la couche contraignante était suffisamment rigide.
- il a été observé qu'une épaisseur raisonnable de couche contraignante - de l'ordre du $\frac{1}{4}$ de celle de la structure à contrôler - pouvait donner des résultats assez proches (à 3 dB près).
- nous avons vu que l'épaisseur de la couche viscoélastique gagnait à être maximum, mais que des valeurs raisonnables (de l'ordre de celles commercialisées, soit de 0.25 à 0.5 mm) pouvait conduire à des résultats satisfaisants.
- enfin, il a été clairement démontré que l'optimisation du traitement viscoélastique était un aspect important et qu'en particulier, les conditions de température pouvaient avoir un impact important sur l'efficacité du traitement.

3.4.4 Conclusion

Les résultats obtenus expérimentalement (double coque ou plaque doublée) pourraient être meilleurs ; la conception mécanique de la double coque est insuffisante et les résultats obtenus sont essentiellement dû à l'effet d'adaptation d'impédance procuré par l'amorce de pavillon, une optimisation de l'effet des frottements secs peut être obtenue pour la plaque doublée si l'on se réfère aux travaux expérimentaux de ODDO [53] et pourrait conduire à la mise au point d'une structure particulièrement peu excitable ; cependant, compte tenu du facteur d'amortissement propre à l'acier, le gain au niveau vibratoire procuré par l'augmentation de l'amortissement de la structure reste faible (facteur 2 dans notre cas) et semble limiter une telle piste de solution.

le traitement viscoélastique semble être la solution la plus prometteuse : un tel traitement reste même en pratique bien plus efficace que les solutions précédemment étudiées, de plus l'optimisation du matériau viscoélastique est maintenant bien maîtrisé grâce à l'emploi du logiciel ADN.R.

4. ESSAIS SUR LE SURPRESSEUR

4.1. Présentation de l'étude

Dans un premier temps, nous allons procéder à quelques petites modifications sur le surpresseur : ces modifications consistent notamment à rendre étanche le corps du surpresseur.

Dans un second temps, nous nous efforcerons de déterminer les caractéristiques acoustiques propres au surpresseur afin de pouvoir réaliser une adaptation d'impédance des différents éléments connectés à cette source.

4.2. Modification du surpresseur

De petites conduites sont intercalées entre le silencieux d'admission et la bride d'admission du surpresseur ainsi qu'entre sa bride de refoulement et la base du système.

Nous allons dans un premier temps refaire les mesures de puissance acoustique du surpresseur ainsi monté, puis dans un deuxième temps nous allons obstruer les ouvertures des plateaux à l'aide de bouchons profilés et mesurer alors la puissance acoustique du surpresseur ainsi modifié.

Le rôle présumé de ces ouvertures est de garantir que l'huile des pignons ne passe pas à l'intérieur du corps du surpresseur.

4.2.1 Matériel utilisé :

(2) Microphones	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK4135
Sonde intensimétrique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK 3519
Alimentation microphones	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK2804
Calibrateur acoustique	<i>Bruël & Kjaer</i>	BK4230
Analyseur de spectre	<i>Larson Davis</i>	LD 2900
Thermomètre à thermistor	<i>Electro-therm</i>	IT670 A
Tachymètre	<i>Veeder-Root</i>	VR6611

4.2.2 Montage utilisé :

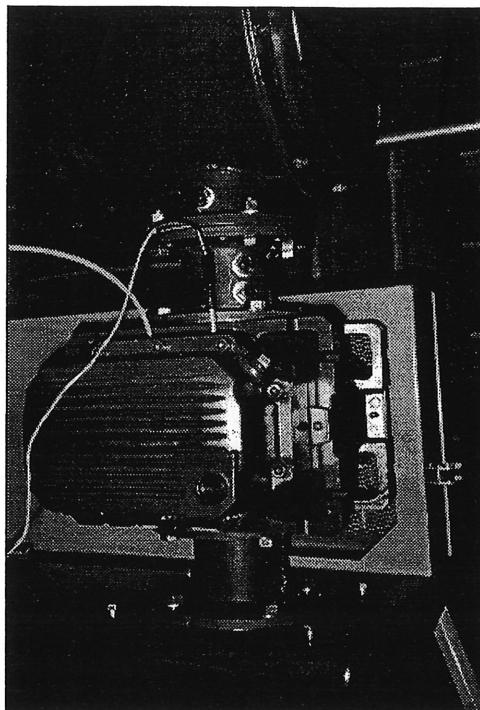


Figure V.54 : Vue de d'ensemble du surpresseur monté entre les deux petites conduites

Le système surpresseur se compose comme suit :

Surpresseur	XN 4.5 TRILOBE
Moteur	30 HP 575 V
Silencieux aspiration	HIY-4 compact (prototype)
Base	Base II-4 « <i>Double Tubing</i> » (prototype)

Le système fonctionne dans les conditions suivantes :

Vitesse rotation surpresseur	3124 r/min
Pression de service	13790 Pa (2 PSI, $r=1.13$)
Température ambiante	18 °C

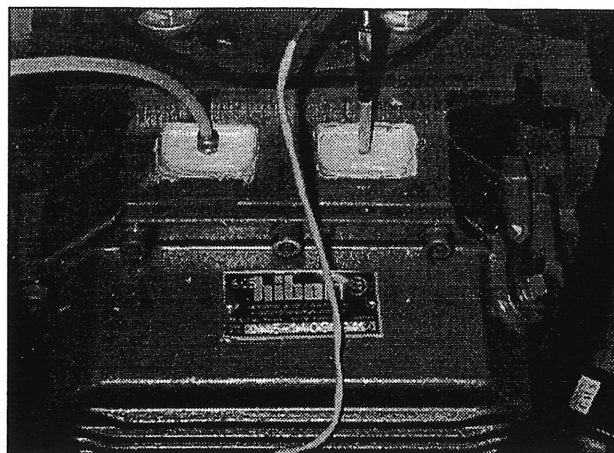


Figure V.55 : Vu de détail des plateaux du surpresseur (coté engrenages) avec étanchéité renforcée

4.2.3 Résultats expérimentaux

Composante	Puissance acoustique [dB(A)]	
	Avec étanchéité	Sans étanchéité
Face 1	90.6	97.1
Face 2	88.9	89.9
Face 3	87.2	96.9
Face 4	89.2	96.7
Face 5	91.4	102.2
Face 6	-94.2 ⁸	99.4
Total surpresseur	93.0	106.1
Total système	105.8	108.0

4.2.4 Conclusion

Nous avons donc un gain net sur la puissance acoustique du surpresseur de 13.1 dB(A) et de 2.2 dB(A) sur le total du système. Notons cependant que le montage utilisé pour l'occasion possède des sources de bruit qui lui sont propres, telles que le bruit transmis au travers des tuyaux placés à l'admission et au refoulement. La modification apportée ne modifie en rien le comportement thermodynamique du surpresseur ; par ailleurs 6 de ces 8 ouvertures ne nous paraissent pas nécessaires, puisque le bain d'huile ne se trouve que d'un côté du surpresseur (côté des pignons de synchronisation) et que la fuite d'huile ne peut se faire que vers le bas. Enfin il est possible de concevoir pour les 2 ouvertures restantes un

⁸ Cette valeur signifie que la face 6 a une puissance négligeable : en effet, la base est ici encore la source acoustique dominante, or la surface 6 est située entre la base et le surpresseur.

système permettant l'écoulement éventuel de l'huile, mais garantissant la discrétion acoustique du surpresseur.

4.3. Caractérisation du surpresseur

Le surpresseur peut-être selon BOËT [54] considéré comme source de vitesse, puisque :

« Pas d'évolution du volume interne à l'ouverture des lumières pendant la phase subsonique »

Il nous reste donc à caractériser cette source de vitesse, notamment en mesurant la vitesse et le spectre associé, mais aussi l'impédance et la puissance. La détermination de toutes ces grandeurs reste à faire ; le montage à utiliser est celui présenté à la Figure V.54 de la page 132.

Par ailleurs, une méthode de mesure de débit acoustique à l'aide d'un doublet microphonique affleurant est à l'étude : celle-ci permet la détermination en présence d'écoulement permanent des vitesses acoustiques et de l'intensité acoustique générées par le surpresseur (le lecteur pourra se référer à l'annexe du chapitre 4 à partir de la page 161).

5. CONCLUSION

Nous avons obtenu lors de quelques essais préliminaires des résultats expérimentaux très encourageants ; cependant comme dans toute démarche inductive, ces résultats expérimentaux permettent de « remonter » à des développements théoriques intéressants :

la mise au point d'une méthode de simulation des silencieux tenant compte des effets transverses et des non linéarités de l'excitation acoustique permettrait de prévoir beaucoup plus précisément les performances réelles des silencieux.

Les études théorique et expérimentale d'assemblages multi-plaques peuvent se révéler très intéressantes pour la mise au point d'une structure très peu excitable.

la simulation des perturbations aéro-acoustiques au sein d'un surpresseur à pistons rotatifs à partir des modélisations existantes est une démarche nécessaire pour la maîtrise de la génération du bruit des systèmes surpresseurs.

VI ÈME CHAPITRE : CONCLUSION DE L'ÉTUDE

1. RAPPEL SUR LES SYSTÈMES SURPRESSEURS UTILISÉS

Les systèmes surpresseurs étudiés lors de ce projet de Maîtrise étaient de 2 types :

- les systèmes surpresseurs fixes
- les systèmes surpresseurs embarqués

Les mesures expérimentales sur les systèmes surpresseurs fixes ont été effectuées sur le **XN 8045** pour des vitesses voisines de 3000 r/min et pour une gamme de pression de 0 à 8 PSI.

Les mesures expérimentales sur les systèmes surpresseurs embarqués ont été, quant à elles, effectuées sur différents modèles tels que le **SNH 12** à 2500 r/min, le **SIAY 25** à 1800 r/min et le **SIAY 8702** à 1800 r/min. pour des gammes de pression correspondant à la puissance disponible.

2. SYNTHÈSE DES RÉSULTATS OBTENUS

Une évaluation globale (ne tenant pas compte des vitesses de rotation) des réductions obtenues sur les systèmes surpresseurs fixes (pour des pressions supérieures ou égales à 2 psi notre référence) donne les résultats suivants :

Composantes	Puissance d'origine	Puissance avec pistes de solutions	Puissance requise
Base	107.8	98.3	92
Surpresseur	104.6	101.4	92
Admission	99.8	95.6	92
Silencieux	98.1	93.5	92
Transmission	95.3	95.3	92
Moteur	92	92	92
TOTAL	109.8	104.9	99.8

Tableau VI-1 : Comparaison des puissances acoustiques en dB(A) obtenues avec les pistes de solutions actuelles et les réductions attendues

Une estimation des réductions futures est donnée dans le tableau ci-dessous en tenant compte de toutes les pistes de solution obtenues expérimentalement sur le modèle de surpresseur XN 8045 (pour lequel rappelons-le des défauts d'étanchéité ont été relevé sur le corps du surpresseur).

Composantes	Puissance d'origine	Puissance avec pistes de solutions	Gain estimé
Base	107.8	90.0 ⁹	4.5+19.1 ¹⁰
Surpresseur	104.6	88.3	3.2+13.1
Admission	99.8		11
Silencieux	98.1	93.5	
Transmission	95.3	92.0 ¹²	1.3
Moteur	92.0	92.0	0.0
TOTAL	109.8	98.5	11.3

Figure VI.56 : Estimation de la puissance acoustique en dB(A) du système surpresseur fixe utilisant le XN 8045

Les gains désirés étant de 9.8 dB(A), il semble donc possible de les atteindre avec ces seules modifications mineures sur le surpresseur XN 8045.

Notons qu'une réduction de l'excitation à la source conduirait à des réductions supplémentaires.

⁹ Estimation raisonnablement minorée

¹⁰ Non validé expérimentalement

¹¹ Le bruit du tube d'admission avait été identifié comme une source à part ; en réalité, il correspond aux fuites du surpresseur et est maintenant associé à la composante « surpresseur ».

¹² Cette mesure avait été surévaluée du fait des fuites du corps du surpresseur

3. SYNTHÈSE DES MÉTHODES UTILISÉES

Nous avons au cours de cette étude réussi à identifier, hiérarchiser et caractériser toutes les sources de bruit des deux grandes catégories de systèmes surpresseurs (systèmes fixes et embarqués).

Pour ce faire une approche systématique a été développée ; elle s'appuie principalement sur les originalités suivantes :

- L'intensimétrie nous a permis de quantifier la puissance de chaque sous-système.
- L'analyse spectrale nous a permis d'identifier la provenance cinématique des raies spectrales.
- L'analyse vibratoire nous a permis de mettre en évidence les caractéristiques intéressantes pour l'analyse du bruit : modes, déformées en fonctionnement, vitesse quadratique...
- L'utilisation de quelques montages auxiliaires permettant la caractérisation des excitations et la séparation des excitations d'origine aéraulique, mécanique et aérienne.

Le bruit généré par la base, le bruit de bouche et le bruit direct du surpresseur sont les trois principales sources de bruit pour tous les systèmes étudiés.

L'excitation aéraulique est dominante, elle est générée essentiellement au refoulement du surpresseur (dans la première chambre de la base dans le cas d'un système fixe ou dans le collecteur dans le cas d'un système embarqué) et elle reste à la base de toute la problématique de bruit sur les systèmes surpresseurs.

Notons au passage que cette hiérarchisation n'était pas attendue ; elle a non seulement contribué à changer quelques *a priori* chez nos partenaires industriels, mais elle nous a aussi permis d'aborder le problème de façon rigoureuse et nous a ainsi probablement évité de nombreuses contre-performances.

Par ailleurs, diverses pistes de solutions ont d'ores et déjà été trouvées :

une base à double paroi entraîne une atténuation de 4.5 dB(A) pour la puissance acoustique de la base, un doublement des plaques peut conduire à un gain moyen sur les amplitudes vibratoires de la base de 8.1 dB(A) environ.

- une version optimisée d'un silencieux réactif-dissipatif a été réalisée, le gain de puissance totale du silencieux est de 4.6 dB(A) par rapport à la version antérieure ; de plus il est plus petit, plus simple et plus économique que son prédécesseur.
- une modification peu contraignante du surpresseur a entraîné une diminution de 13.1 dB(A) de sa puissance acoustique et le place ainsi au niveau des plus basses sources de bruit.

4. PERSPECTIVES AVENIRS

Pour finir, précisons que ce projet expérimental induit maintenant des problématiques théoriques très intéressantes, qui pourraient être :

- **Amortissement des structures vibrantes**

L'étude approfondie des techniques de recouvrement viscoélastique et notamment la maîtrise des recouvrements partiels dans le cas de traitements à l'échelle industrielle paraît d'ores et déjà extrêmement intéressante.

- **Modélisation numérique du comportement vibroacoustique des silencieux**

la mise au point d'une méthode de simulation des silencieux tenant compte des effets transverses et des non linéarités de l'excitation acoustique.

- **Modélisation hybride numérique-analytique du rayonnement des structures**

la mise au point d'une méthode numérique légère (en terme de temps de calcul/espace mémoire) permettant la prédiction du rayonnement des structures à partir de la simple connaissance des déformées modales d'une structure.

- **Modélisation du mécanisme de compression**

la simulation des perturbations aéro-acoustiques au sein d'un surpresseur à pistons rotatifs peut être faite à partir des modèles thermodynamiques actuels en les adaptant à la problématique acoustique, mais il est également possible de recourir à une méthode expérimentale de caractérisation de source afin de mieux appréhender le mécanisme de compression.

VII ÈME CHAPITRE : ANNEXES ET APPENDICES

1. ANNEXES 1

1.1. Calcul de la vitesse quadratique moyenne en fonction de la fréquence

Le réglage des “*engineering units*” du HP ne semble pas avoir d’effet lors du transfert vers : « *Star-Struc* » récupère les données en Volts rms.

On calibre donc les accéléromètres et on règle le gain de la sensibilité de l’amplificateur de charge pour obtenir exactement la bonne valeur de tension. Ex : calibrateur BK4294 : accélération de 10 m.s⁻² correspond à 0.1Vrms (sur la position 0.1V/unit).

Les spectres visualisés sur Star (avec “*display*” en m.s⁻²) seront exactement ces valeurs de tension : il ne reste plus qu’à appliquer un facteur d’échelle pour retrouver la bonne accélération : ainsi ici 1 m.s⁻² correspond à 1 mV rms.

Les autospectres d’accélération relevés pour tous les points d’une même face sont moyennés selon la formule :

$$\langle V^2(f) \rangle = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum A_{xx}^2(f)}{2N} \right) ; [\text{m}^2.\text{s}^{-2}] \quad (\text{VII-1})$$

$A_{xx}(f)$: autospectres d’accélération $[(\text{m.s}^{-2})^2]$.

N : nombre de points de mesure

f : fréquence considérée

ref : référence utilisée (ex 10⁻⁸ m.s⁻¹)

1.2. Outil de lissage exponentiel

Cet outil statistique prévoit une valeur à partir de la prévision effectuée pour la période précédente, corrigée des erreurs commises dans cette prévision. Cet outil utilise une constante de lissage α , dont la grandeur détermine le degré de réponse des prévisions aux erreurs de la période précédente.

Une constante de lissage comprise entre 0,2 et 0,3 est acceptable. Cette valeur indique que la prévision courante doit être corrigée de 20 à 30 pour cent afin de tenir compte des erreurs commises dans la prévision précédente.

2. ANNEXES 2

2.1. Cartographie du niveau d'intensité et hiérarchisation élémentaire par bande de 1/3 d'octave.

Dans toutes les cartographies suivantes, “vue de face”, “vue de coté” et “vue de dessus” font référence au schéma de la Figure III.6 situé à la page 30.

2.1.1 Bande 1/3 d'octave des 630 Hz la base domine nettement

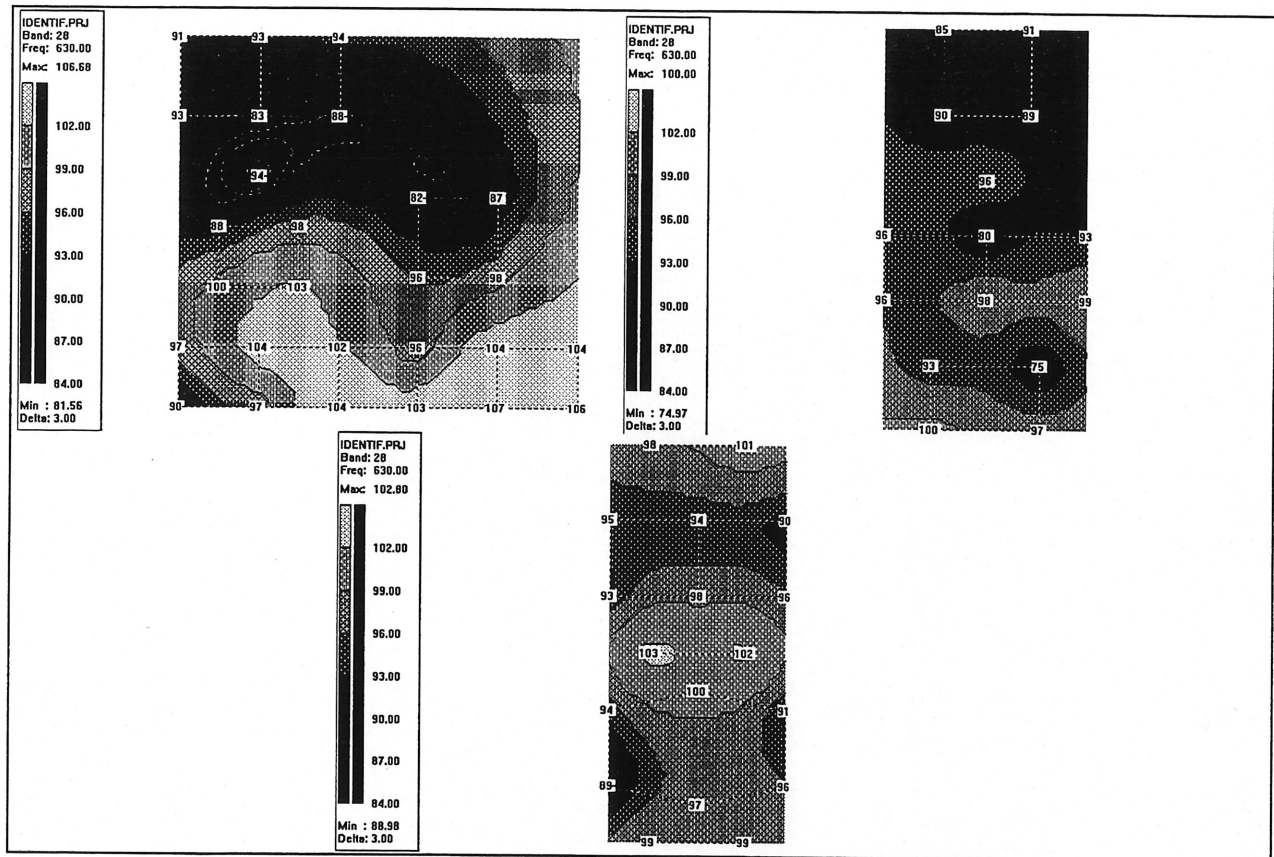


Figure VII.1 : Cartographie, bande des 630 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Base	102.7
Surpresseur	91.1
Silencieux	91.0
Transmission	77.4
Moteur	-86.8
Admission	-90.2
TOTAL	102.9

Niveau de puissance très important de la base à 576 Hz ce qui correspond à la fréquence d'excitation de l'harmonique (H2) de la pulsation fondamentale de l'écoulement.

Des valeurs négatives de puissance acoustique pour une bande de fréquence donnée signifie simplement que la source est négligeable et qu'elle est « couverte » par les autres sources acoustiques.

2.1.2 Bande 1/3 d'octave des 800 Hz : la base domine

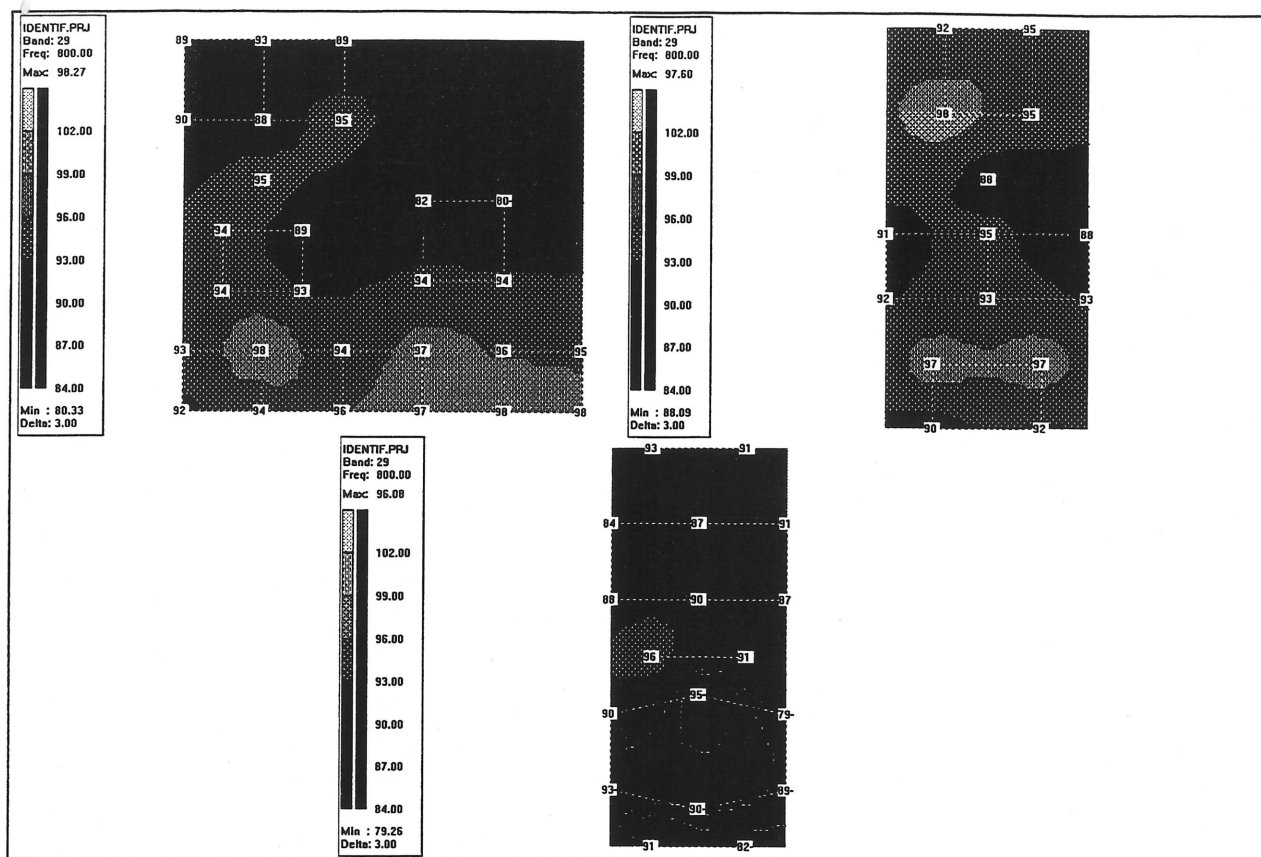


Figure VII.2 : Cartographie, bande des 800 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Base	97.2
Silencieux	91.8
Surpresseur	91.6
Admission	89.3
Transmission	85.9
Moteur	-83.7
TOTAL	99.4

Niveau de puissance très important de la base à 864 Hz ce qui correspond à la fréquence d'excitation de l'harmonique (H3) de la pulsation fondamentale de l'écoulement

2.1.3 Bande 1/3 d'octave des 1000 Hz : le surpresseur et la base dominant

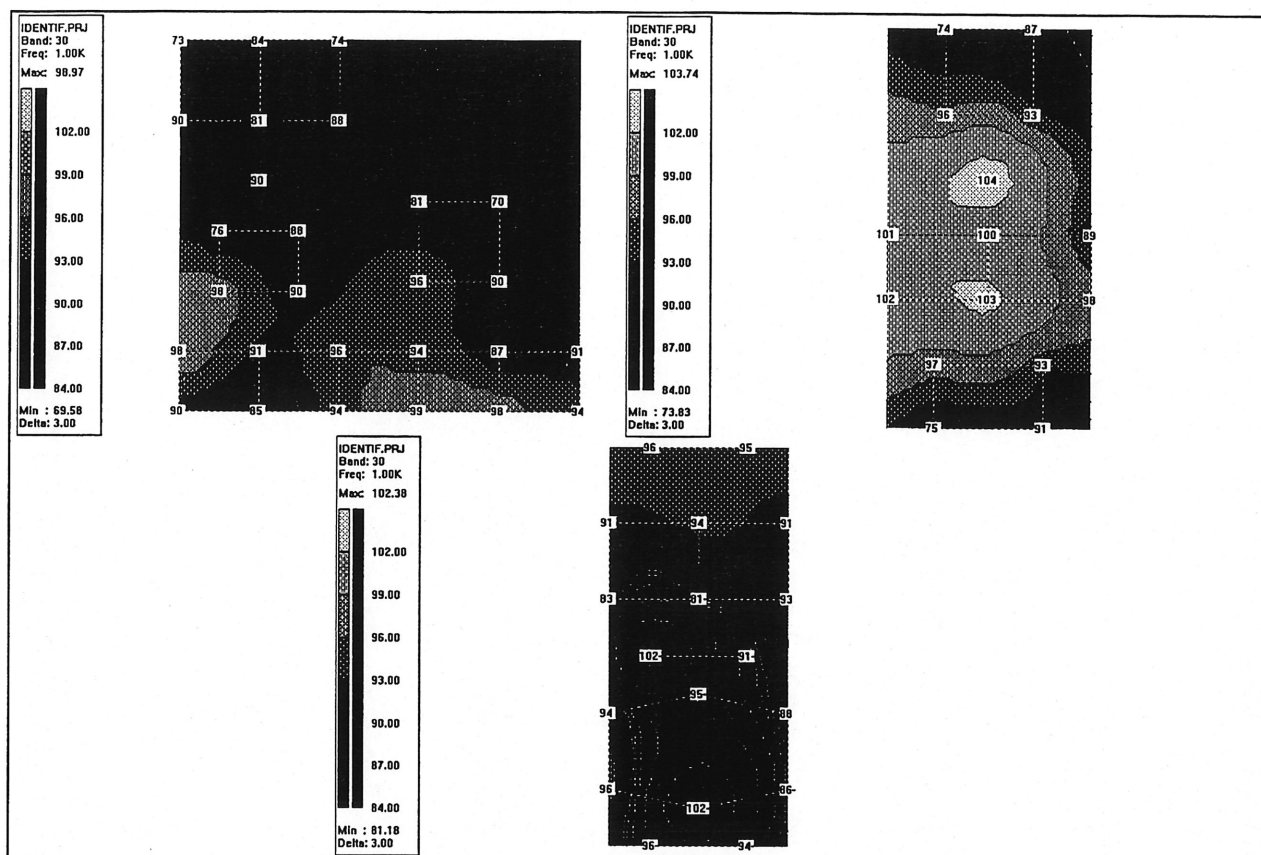


Figure VII.3 : Cartographie, bande des 1000 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Surpresseur	99.5
Base	97.8
Admission	94.1
Transmission	90.0
Silencieux	89.9
Moteur	-90.6
TOTAL	102.4

Niveau de puissance très important du surpresseur à la fréquence 1008 Hz de cause inconnue.

Niveau de puissance très important de la base à la fréquence 1008 Hz; compte tenu des niveaux de puissance du surpresseur et de la base, le surpresseur nous semble être la source de l'excitation - dont l'origine reste à déterminer - tandis que la base constitue une source passive.

2.1.4 Bande 1/3 d'octave des 1250 Hz : la base domine

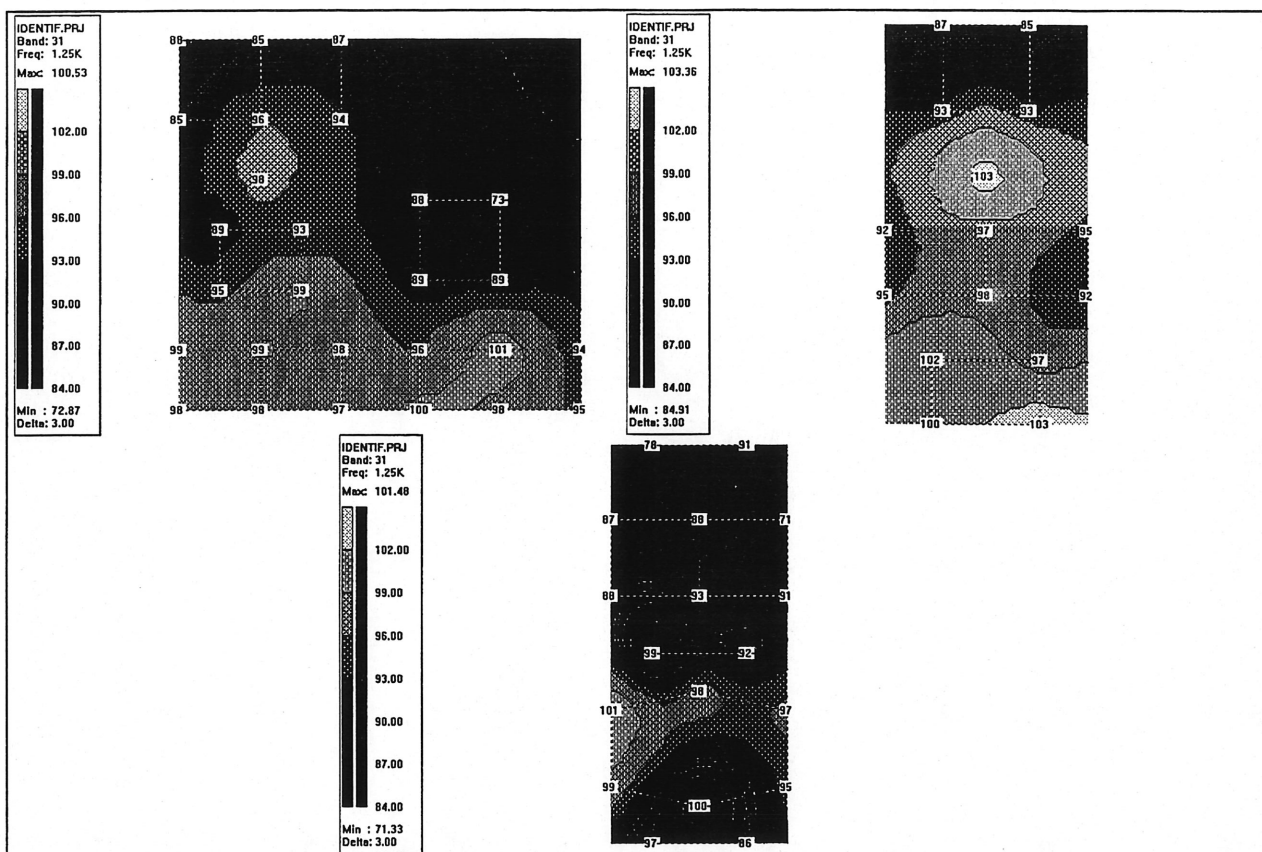


Figure VII.4 : Cartographie, bande des 1250 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Base	100.3
Surpresseur	96.8
Admission	91.9
Transmission	90.7
Moteur	85.1
Silencieux	83.9
TOTAL	102.4

Niveau de puissance très important de la base à 1152 Hz ce qui correspond à la fréquence d'excitation de l'harmonique (H4) de la pulsation fondamentale de l'écoulement.

2.1.5 Bande des 1600 Hz : la base domine

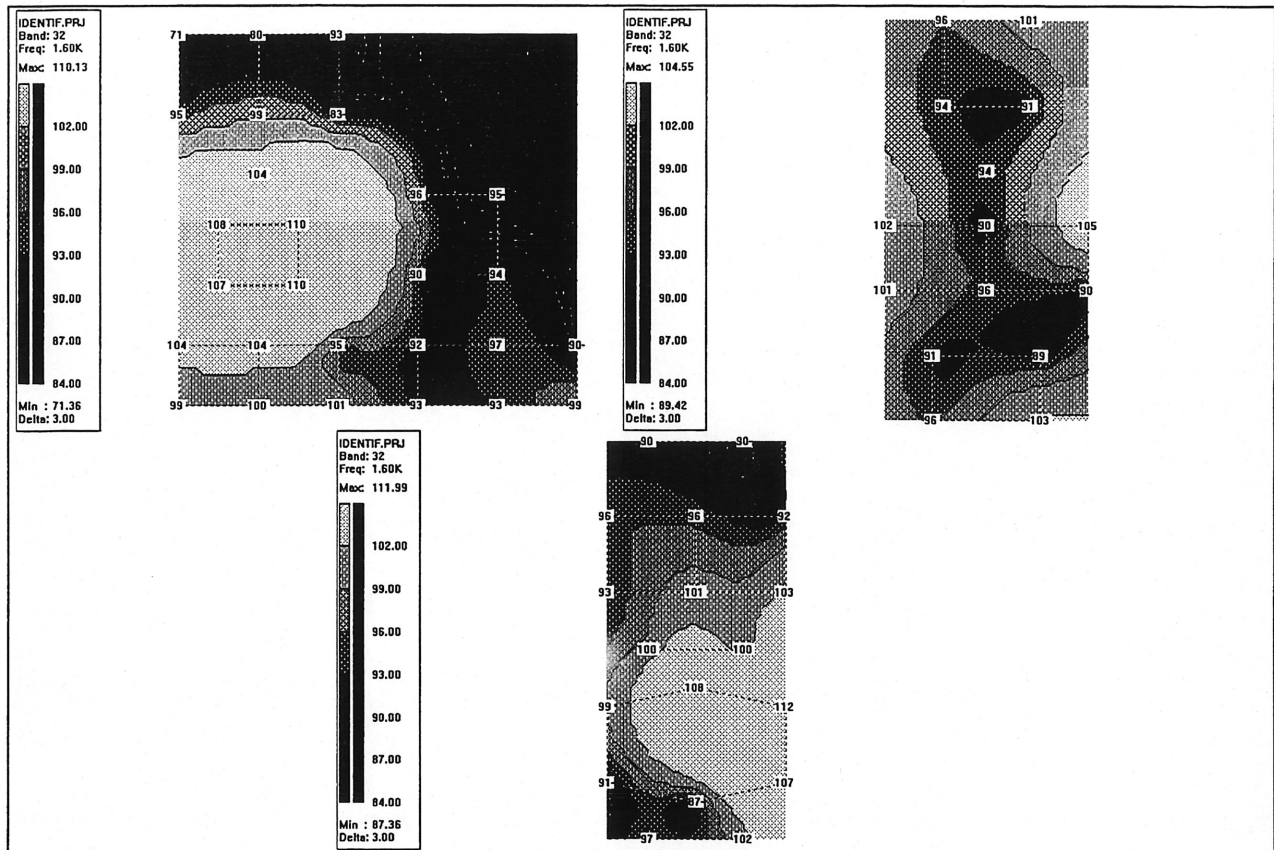


Figure VII.5 : Cartographie, bande des 1600 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Base	100.4
Surpresseur	97.9
Admission	94.8
Silencieux	94.3
Moteur	92.9
Transmission	82.0
TOTAL	103.9

Niveau de puissance très important de la base à 1440 Hz ce qui correspond à la fréquence d'excitation de l'harmonique (H5) de la pulsation fondamentale de l'écoulement.

2.1.6 Bande des 2000 Hz : le surpresseur domine

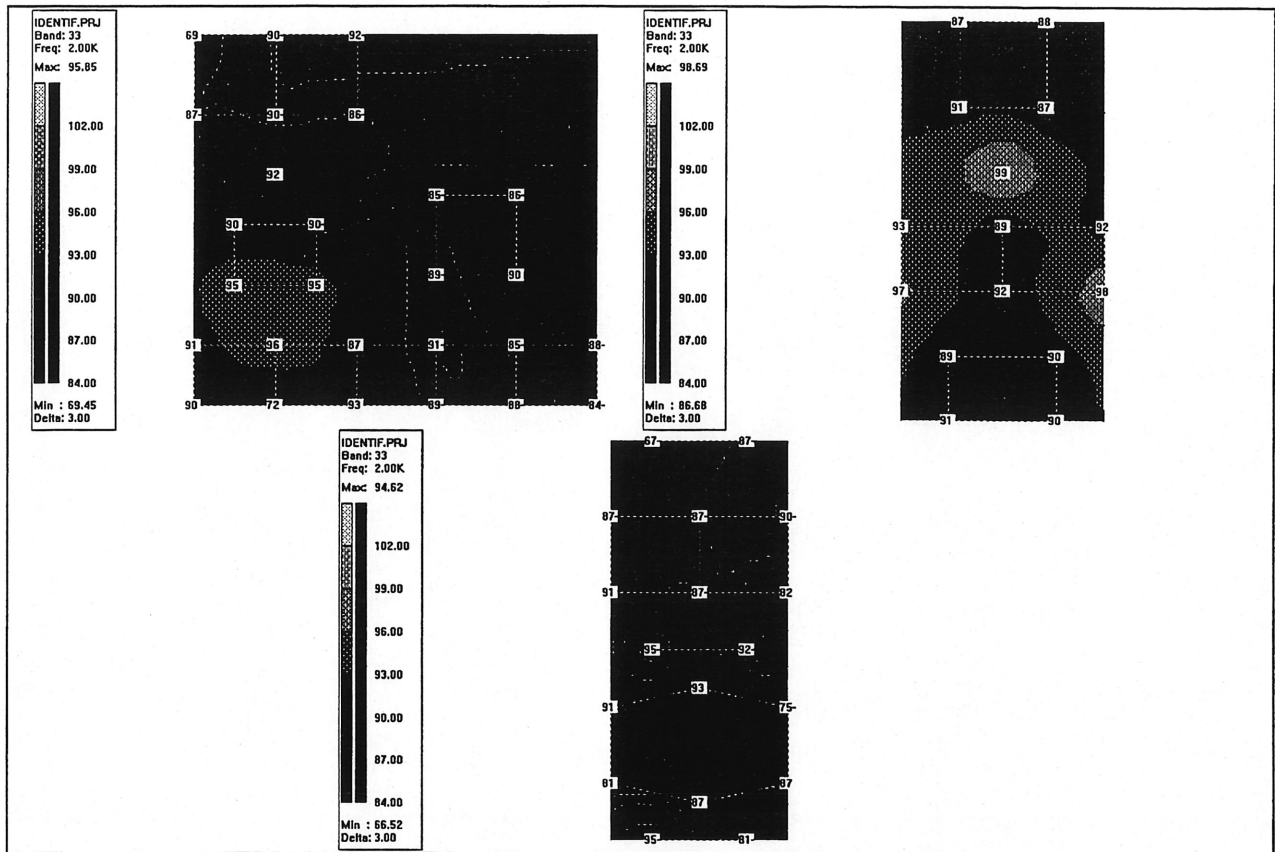


Figure VII.6 : Cartographie, bande des 2000 Hz

Composante	Lw [dB(A)]
Surpresseur	94.5
Base	91.6
Admission	87.6
Transmission	74.5
Moteur	-86.1
Silencieux	-86.6
TOTAL	96.0

Niveau de puissance important du surpresseur à 2016 Hz ce qui correspond à la fréquence d'excitation de l'harmonique (H7) de la pulsation fondamentale de l'écoulement.

2.2. Déformées en fonctionnement de la base

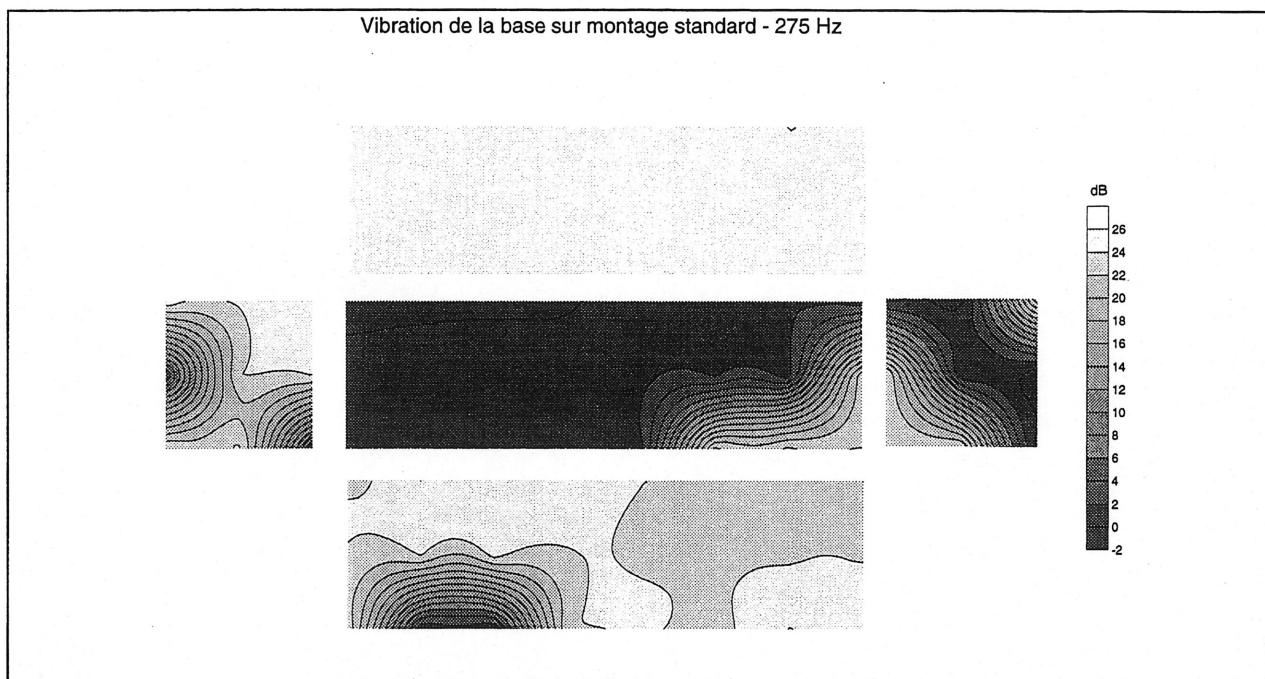


Figure VII.7 : Déformée en fonctionnement de la base à 275 Hz.

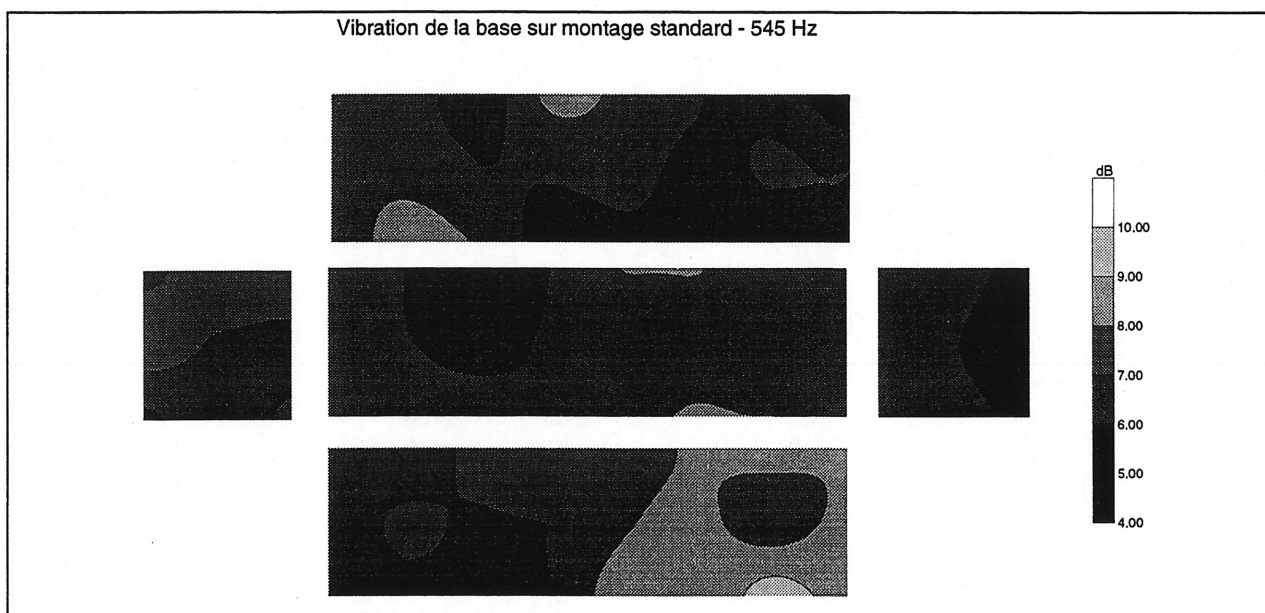


Figure VII.8 : Déformée en fonctionnement de la base à 545 Hz.

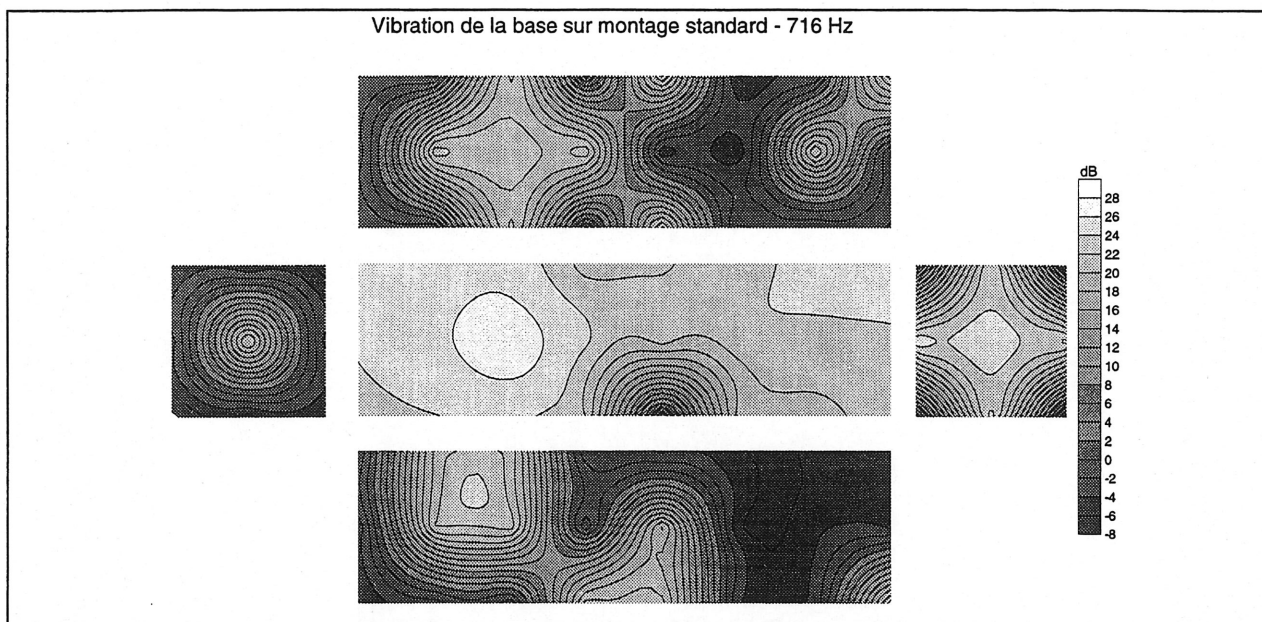


Figure VII.9 : Déformée en fonctionnement de la base à 716 Hz.

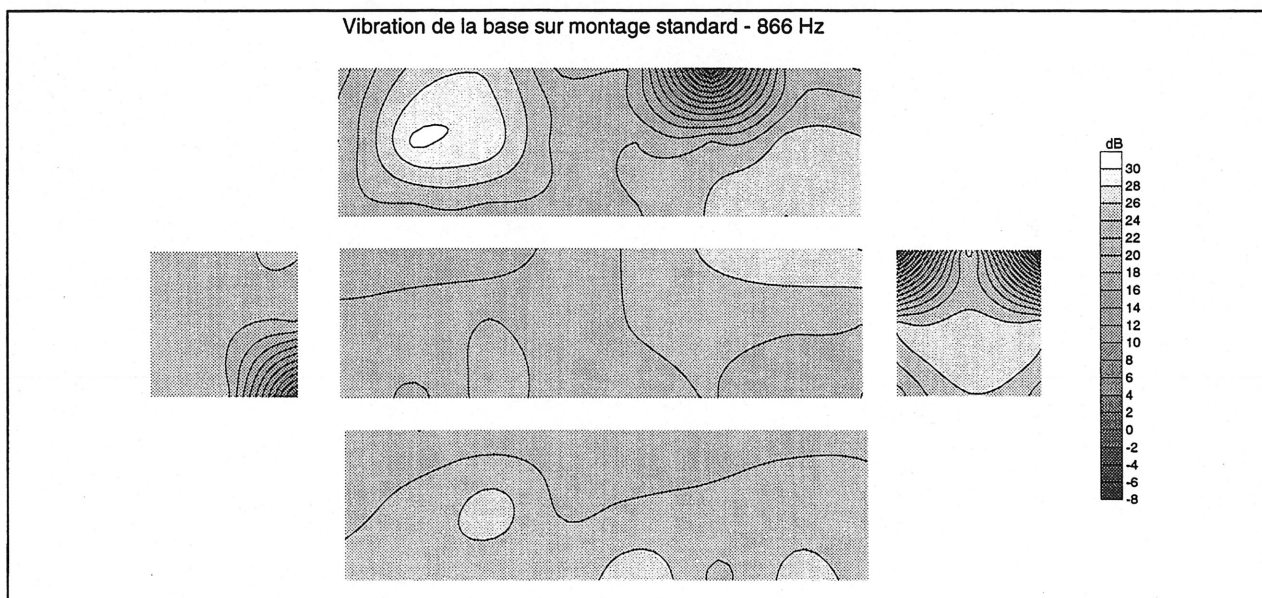


Figure VII.10 : Déformée en fonctionnement de la base à 866 Hz.

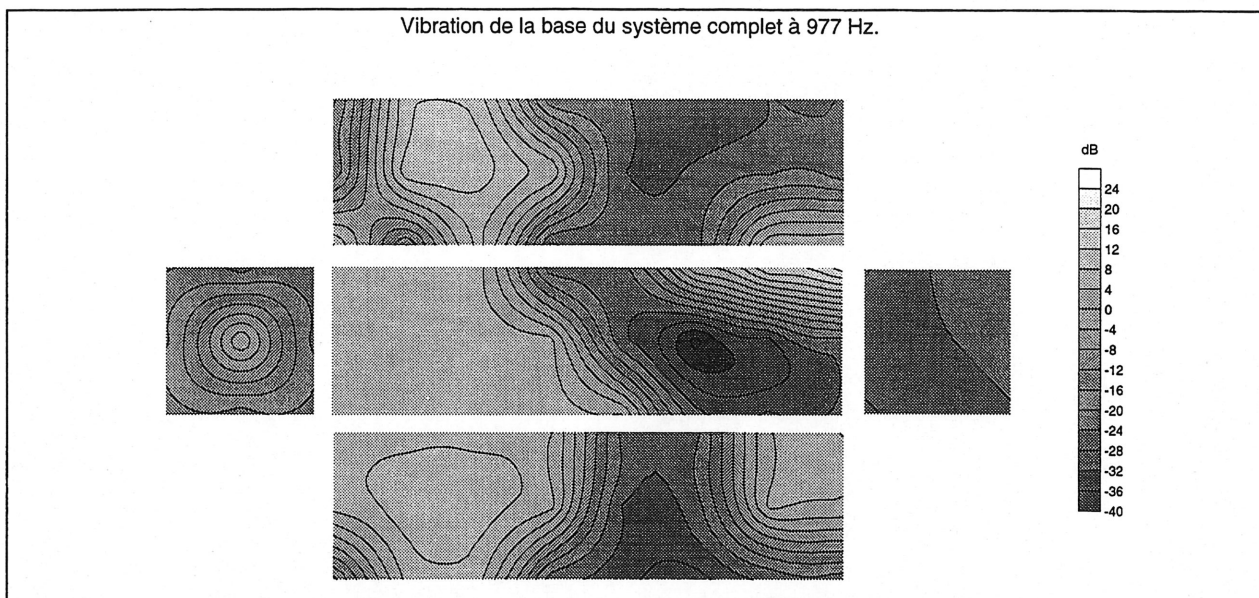


Figure VII.11 : Déformée en fonctionnement de la base à 977 Hz.

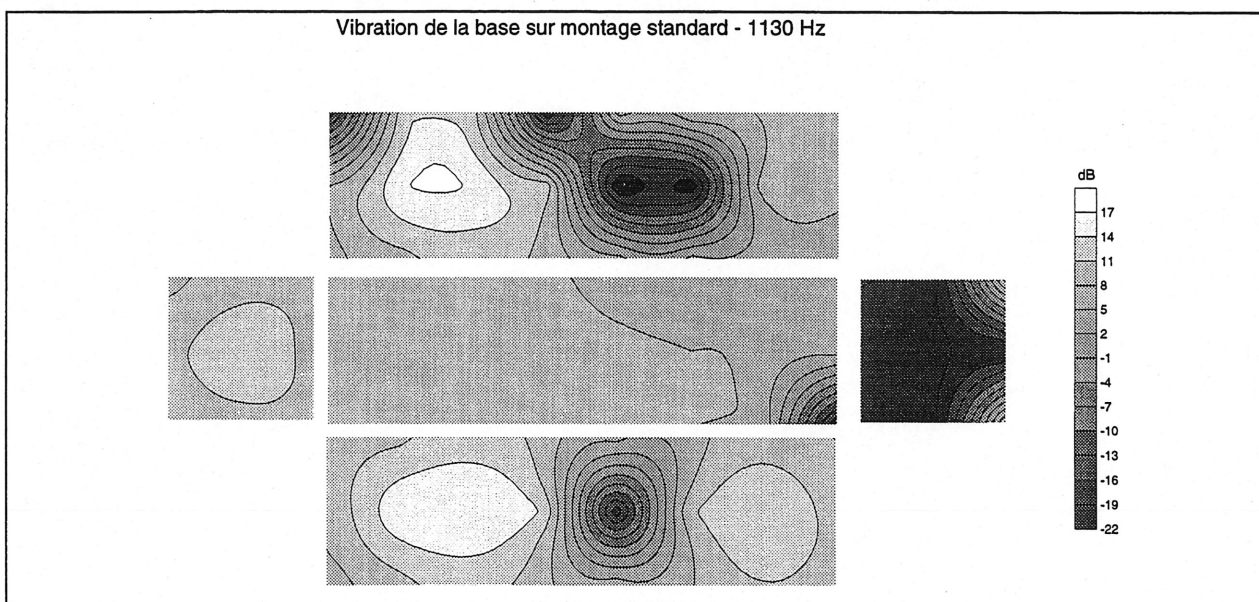


Figure VII.12 : Déformée en fonctionnement de la base à 1130 Hz.

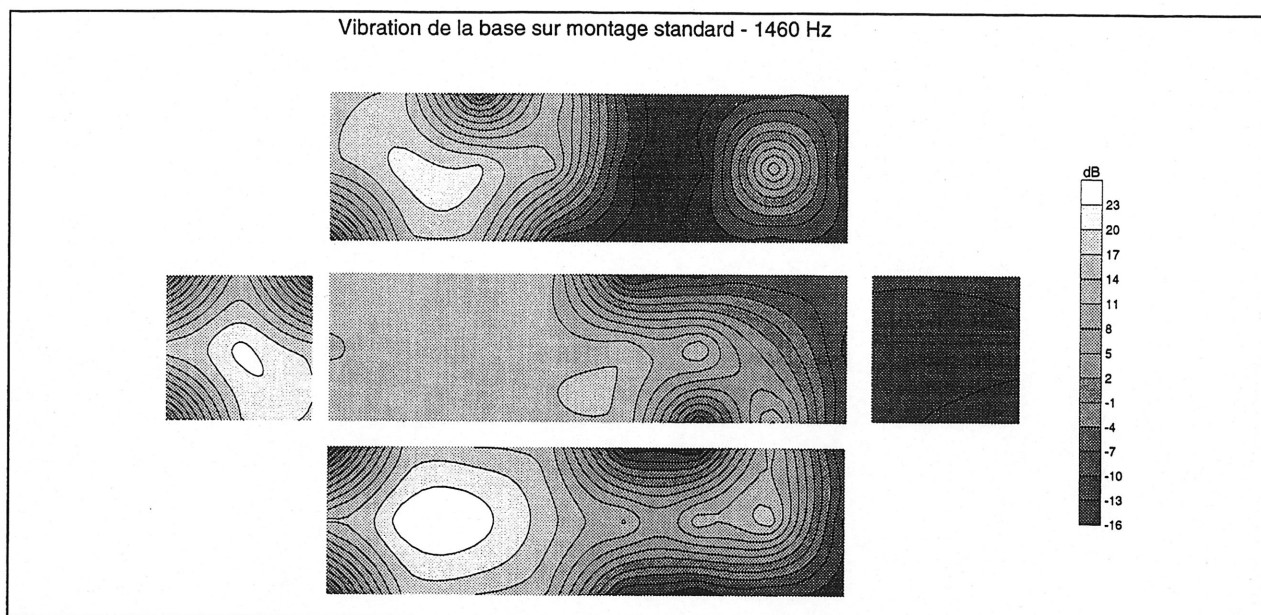


Figure VII.13 : Déformée en fonctionnement de la base à 1460 Hz.

3. ANNEXES 3

3.1. Études des camions « Breton Transport »

Les spectres suivants montrent les niveaux de pression relevés en bandes fines et en tiers d'octaves à proximité de l'admission et du refoulement du surpresseur.

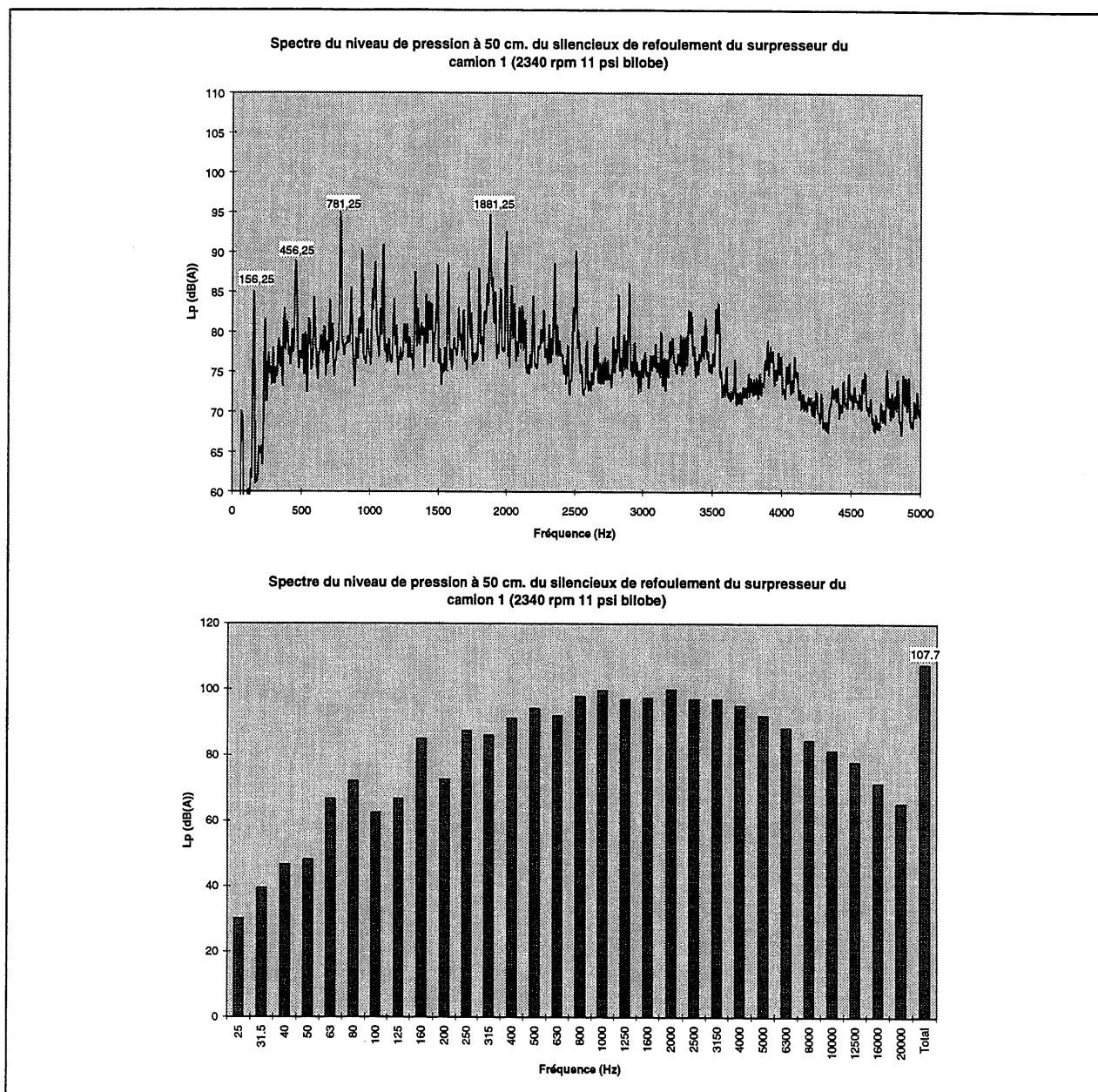


Figure VII.14 : Spectre du niveau de pression à proximité du refoulement

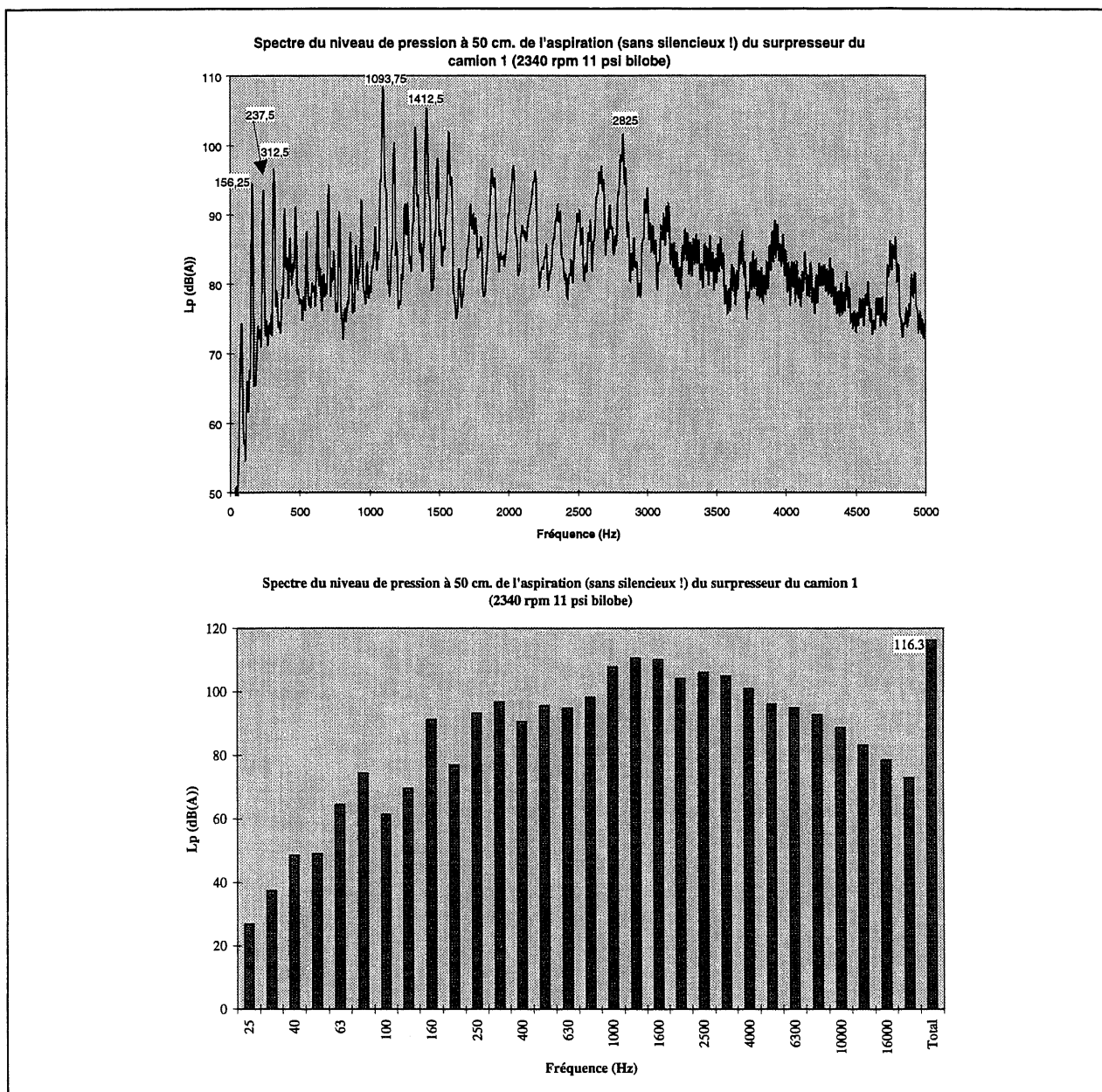


Figure VII.15 : Spectre du niveau de pression à proximité de l'aspiration

Les spectres suivants sont caractéristiques du bruit du tracteur et du bruit du corps surpresseur :

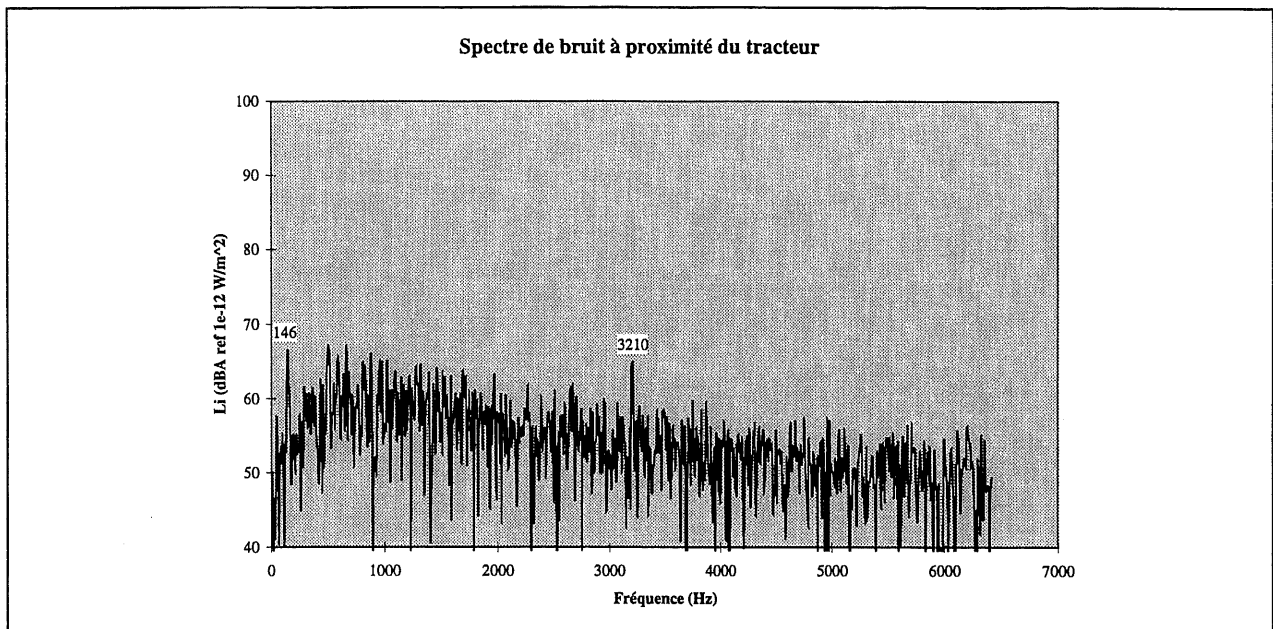


Figure VII.16 : Spectre caractéristique du bruit du tracteur « Volvo »

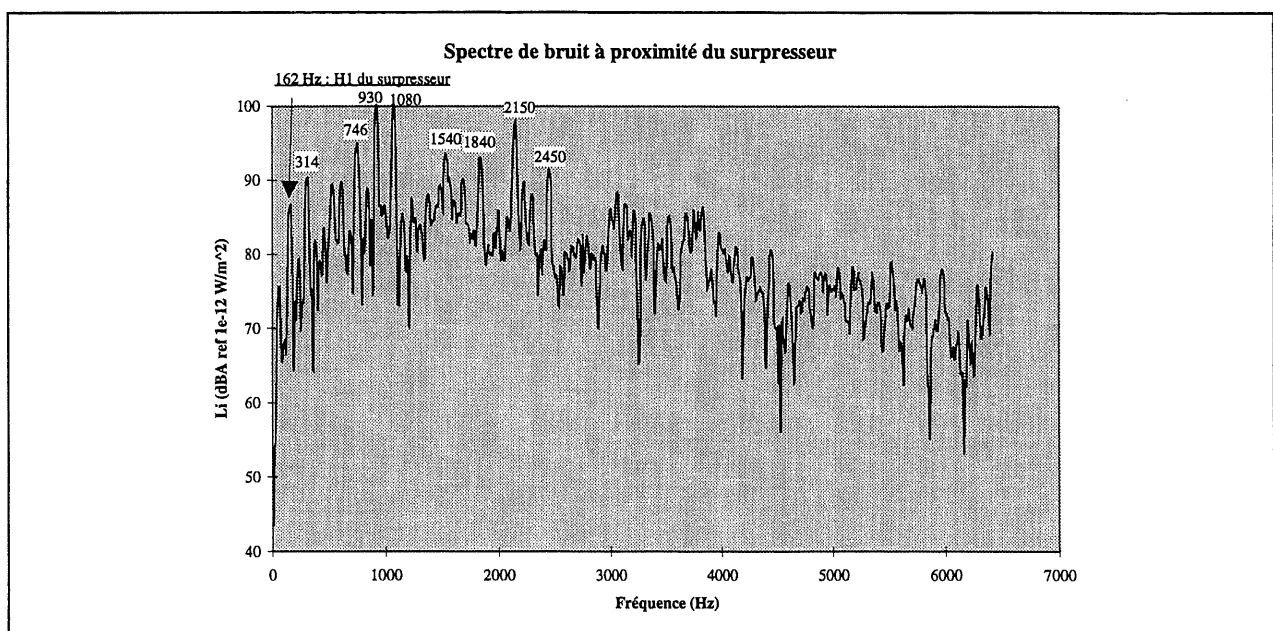


Figure VII.17 : Spectre caractéristique du bruit du surpresseur

3.2. Étude des camions « GapVAX »

Les graphiques suivants représente l'allure temporelle de la fluctuation de pression en conduite au refoulement du surpresseur.

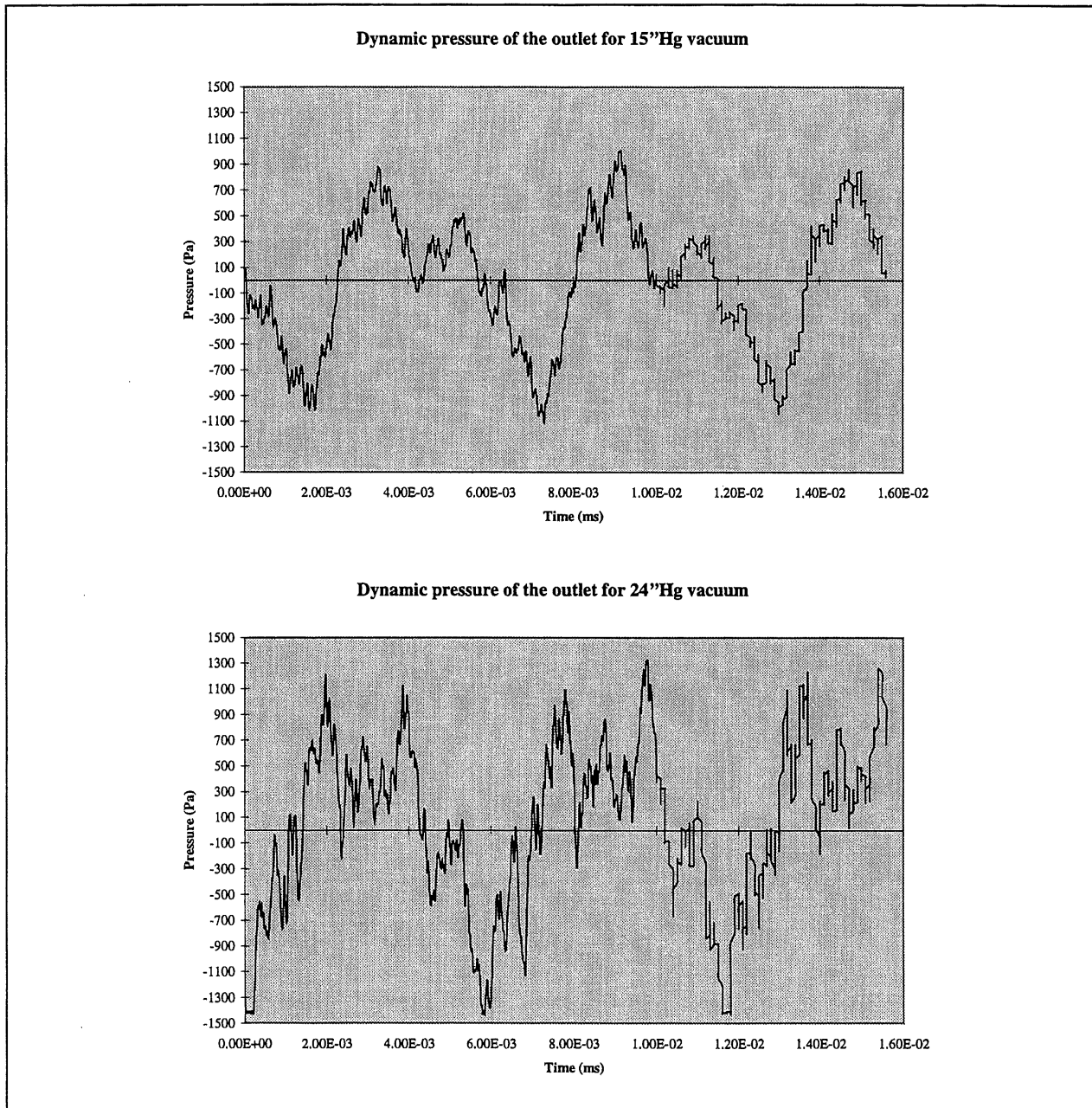


Figure VII.18 : Allure temporelle de la fluctuation de pression en conduite au refoulement du surpresseur (à 15"Hg et 24"Hg de vide)

Les spectres suivants représentent la réduction de bruit du silencieux de refoulement pour différentes pressions de service :

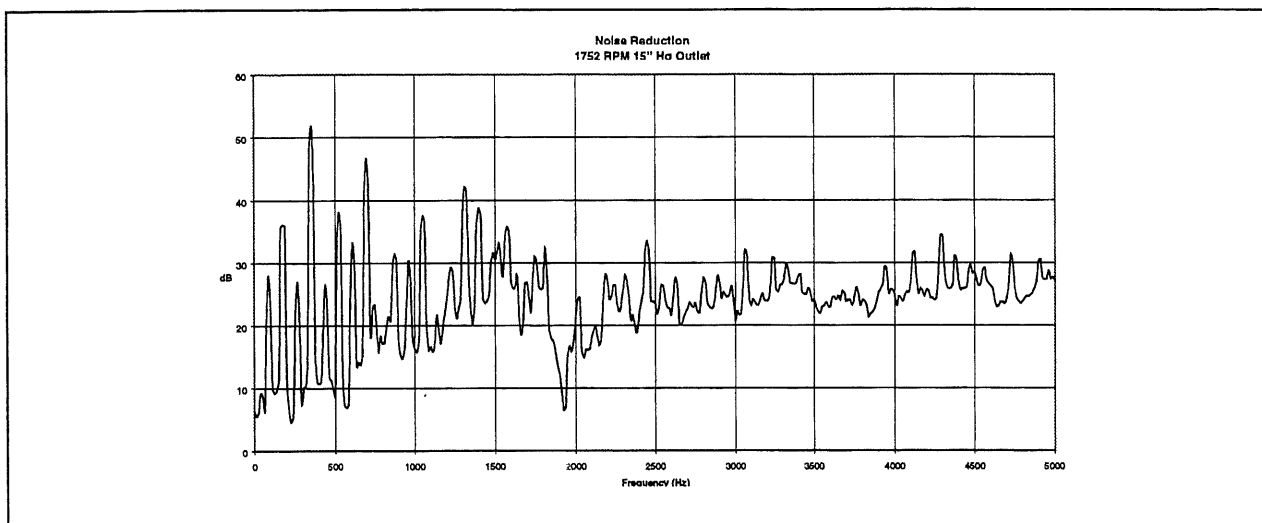


Figure VII.19 : Réduction de bruit (15 in. Hg)

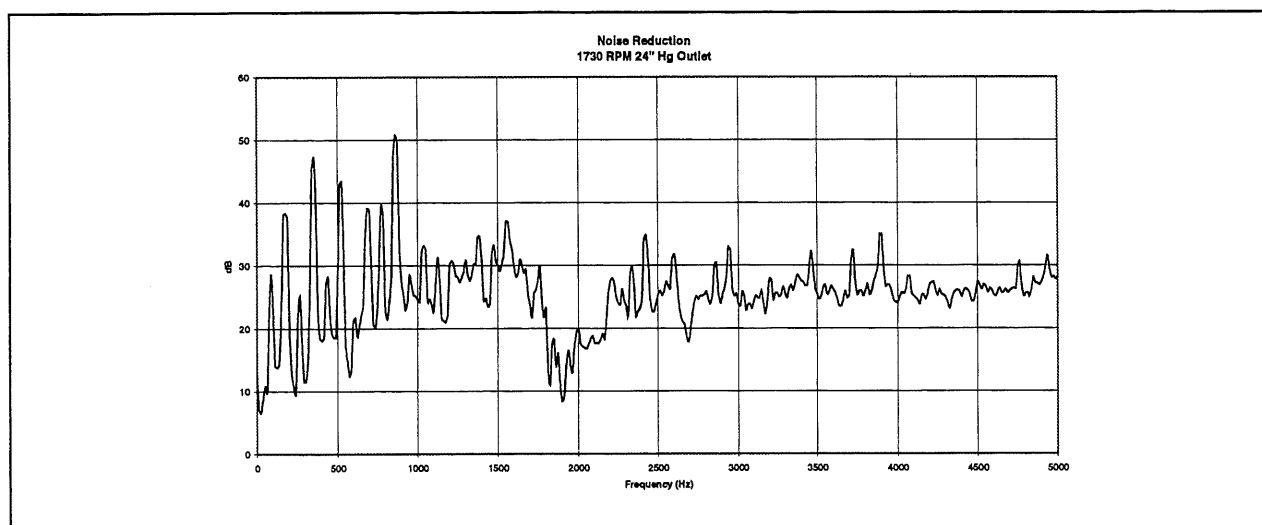


Figure VII.20 : Réduction de bruit (24 in. Hg)

Les spectres suivants représentent la réduction de bruit du silencieux d'injection pour différentes pressions de service :

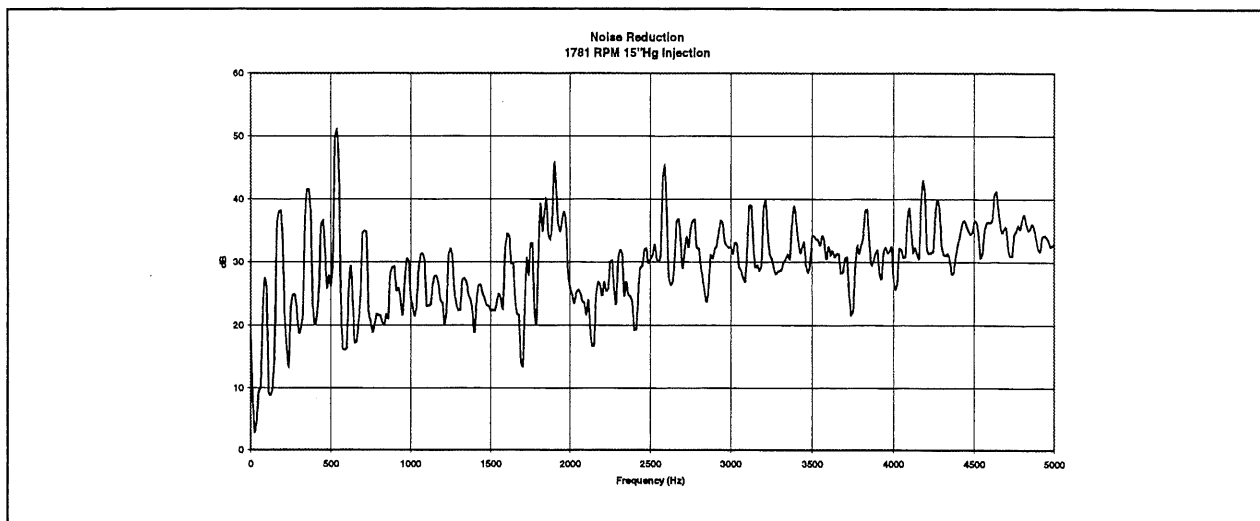


Figure VII.21 : Réduction de bruit (15 in. Hg)

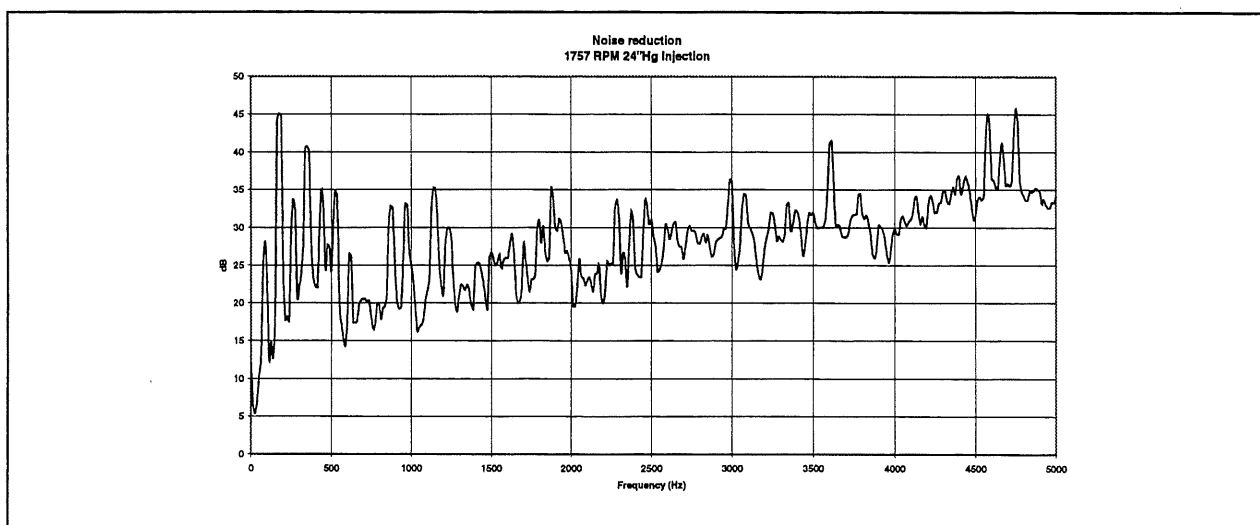


Figure VII.22 : Réduction de bruit (24 in. Hg)

4. ANNEXES 4

4.1. Mesures acoustiques en conduite en présence d'un écoulement à l'aide de deux microphones affleurants

4.1.1 Problématique

Nous souhaitons déterminer le vecteur intensité d'une onde plane se propageant sans perte d'amplitude dans une conduite circulaire en présence d'un écoulement permanent : cette donnée nous permettra, entre autres, de calculer les pertes par transmission (*Transmission Loss*) de certains éléments tels que les silencieux de ligne, mais elle nous permettra également d'explorer plus à fond les mécanismes de génération du bruit à l'intérieur du surpresseur.

4.1.2 Recherche bibliographique

On trouve dans la littérature de nombreux articles décrivant de façon théorique et expérimentale les mesures de caractéristiques acoustiques à l'intérieur d'une conduite.

MUNJAL [55] relève deux grandes méthodes de mesure : celles très classiques utilisant une sonde "*probe-tube*" à l'intérieur de la conduite et celles utilisant un doublet microphonique affleurant à la conduite.

◊ Méthodes utilisant la sonde de pression

Les méthodes utilisant la sonde de pression permettent la détermination de différentes caractéristiques telles que : constante d'atténuation, nombre d'ondes, coefficient de réflexion au voisinage d'une discontinuité d'impédance (insertion d'un silencieux de ligne par exemple). Toutes ces méthodes utilisent une sonde "*probe-tube*" et leur utilisation n'est pas forcément évidente compte tenu :

de la nécessité d'insérer la sonde à l'intérieur de la conduite,

des perturbations induites par la présence de la sonde à l'intérieur de la conduite.

◊ Méthodes à deux microphones

Les autres méthodes et leurs variantes utilisent un doublet microphonique affleurant à la conduite.

Une des méthodes mises au point par SEYBERT & ROSS [56] et validée expérimentalement permet, via le calcul des autospectres de l'onde incidente et de l'onde réfléchie, la détermination de coefficients de réflexion, d'impédance normalisée. Elle nécessite cependant la résolution d'un système linéaire à

quatre équations et quatre inconnues (les quatre inconnues étant les autospectres des deux microphones ainsi que la partie réelle et imaginaire de leurs interspectres).

Une autre variante développée par CHUNG & BLAZER [57] et couramment appelée “méthode des fonctions de transfert” utilise la fonction de transfert entre les deux microphones ainsi que l’autospectre d’un des deux microphones. Cette méthode simple à l’usage et validée expérimentalement à de nombreuses reprises a été adoptée par l’ASTM [58] comme standard pour les mesures à deux microphones.

◊ Les autres méthodes

Il existe également d’autres méthodes telles que les méthodes impulsionnelles mais celles-ci nécessitent l’utilisation de signaux d’excitation particuliers et ne peuvent donc pas s’appliquer dans un cas d’excitation réelle.

4.1.3 Mesure d’intensité en conduite avec écoulement à l’aide d’un doublet microphonique affleurant

Les hypothèses de travail sont donc les suivantes :

- pas d’atténuation de l’onde,
- écoulement permanent uniforme,
- propagation en ondes planes.

La première hypothèse (parois rigides, pas de perte de chaleur) est vérifiable, compte tenu de la très petite longueur de tube considérée lors de la mesure à l’aide de deux microphones et du domaine fréquentiel exploré.

Cette seconde hypothèse ne pose pas de réels problèmes ; l’écoulement se fait avec une vitesse proche de $M=0.1$ et les mécanismes aérauliques perturbant cet écoulement (tels que le remplissage ou le vidage des chambres) a lieu à des fréquences toujours supérieures à 100 Hz.

La troisième n’est valable que pour des fréquences inférieures à la fréquence du premier mode

($m=1, n=0$) du tube c’est à dire pour $f \leq \frac{1.84c_0}{2\pi r_0}$. Dans le cas où $c_0 = 390m/s$ et $r_0 = 0.05m$ on

obtient la condition $f \leq 2284Hz$. De plus cette hypothèse n’est valable que dans le cas des faibles amplitudes, ce qui est à la limite du problème considéré étant donnée les niveaux de pression de l’ordre de 160 dB. Enfin, cela suppose également que les mesures se font loin de la source sonore, ce qui ne sera pas le cas lors des mesures en bride de machine.

♦ Mesure de l'intensité

L'intensité est obtenue selon la formule :

$$|I_f| = \frac{S_{11}}{4\rho c \sin^2\left(\frac{ks}{1-M^2}\right)} \left((1+M^2) \left| \exp\left[i\left(\frac{ks}{1-M}\right)\right] - H_{12} \right|^2 - (1-M^2) \left| H_{12} - \exp\left[-i\left(\frac{ks}{1-M}\right)\right] \right|^2 \right) \quad (\text{VII-1})$$

Il est à noter que la formule habituelle en l'absence d'écoulement permanent est donnée par :

$$I = -\frac{\text{Im}(S_{12})}{\rho c k s} \quad (\text{VII-2})$$

On remarque donc que la présence de l'écoulement permanent affecte l'amplitude de l'intensité incidente et réfléchi d'un facteur $(1 \pm M^2)$ selon le sens de l'écoulement et que par ailleurs l'amplitude de l'autospectre est modifiée à cause du changement d'impédance du tube avec écoulement permanent.

4.1.4 Mise au point d'un silencieux réactif-dissipatif

Les spectres suivants sont les Réductions de Bruit (*Noise Reduction*) obtenues « *in-situ* » pour différents points de fonctionnement.

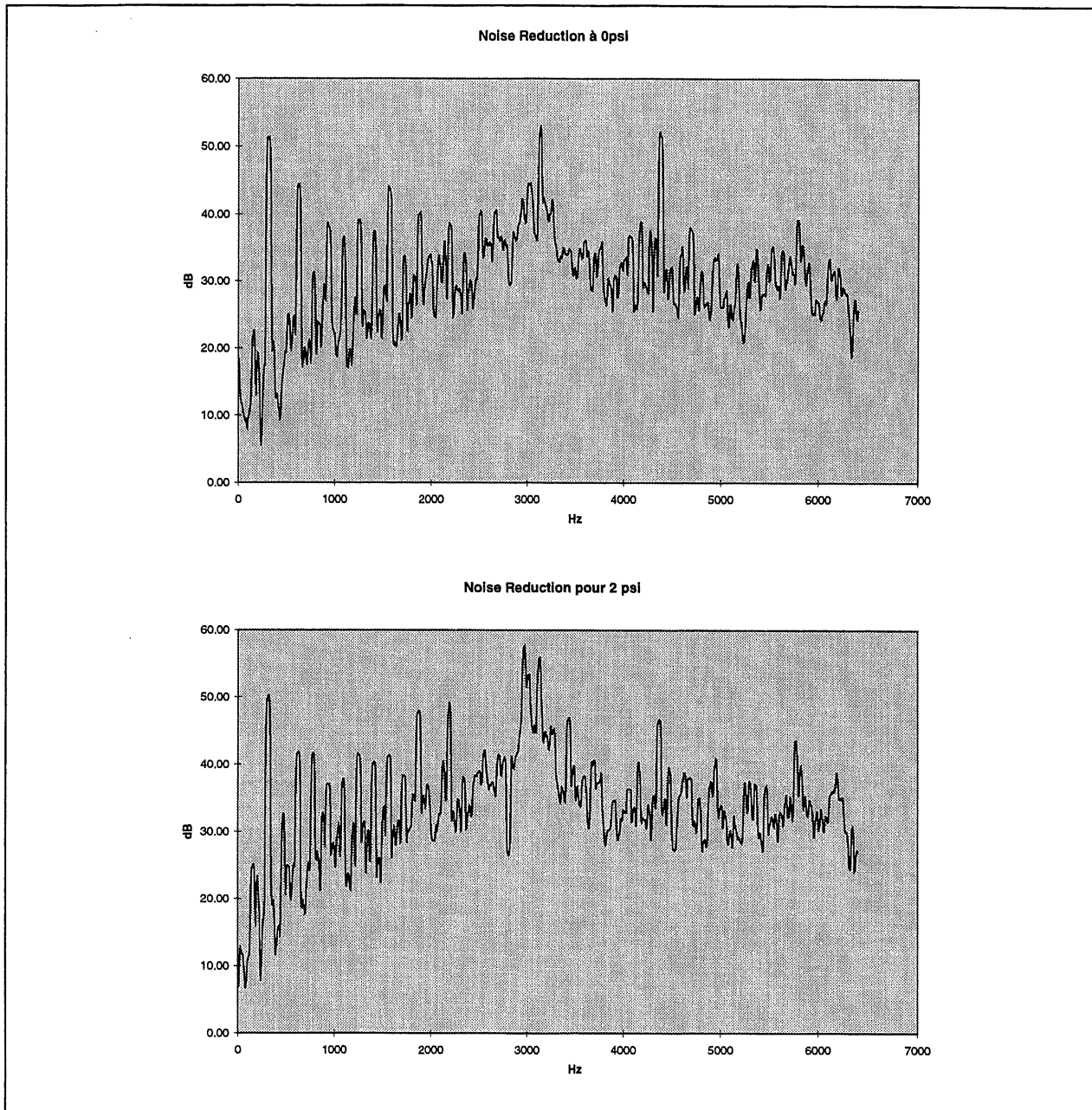


Figure VII.23 : Réduction de bruit obtenue « in-situ » pour 0 et 2 PSI.

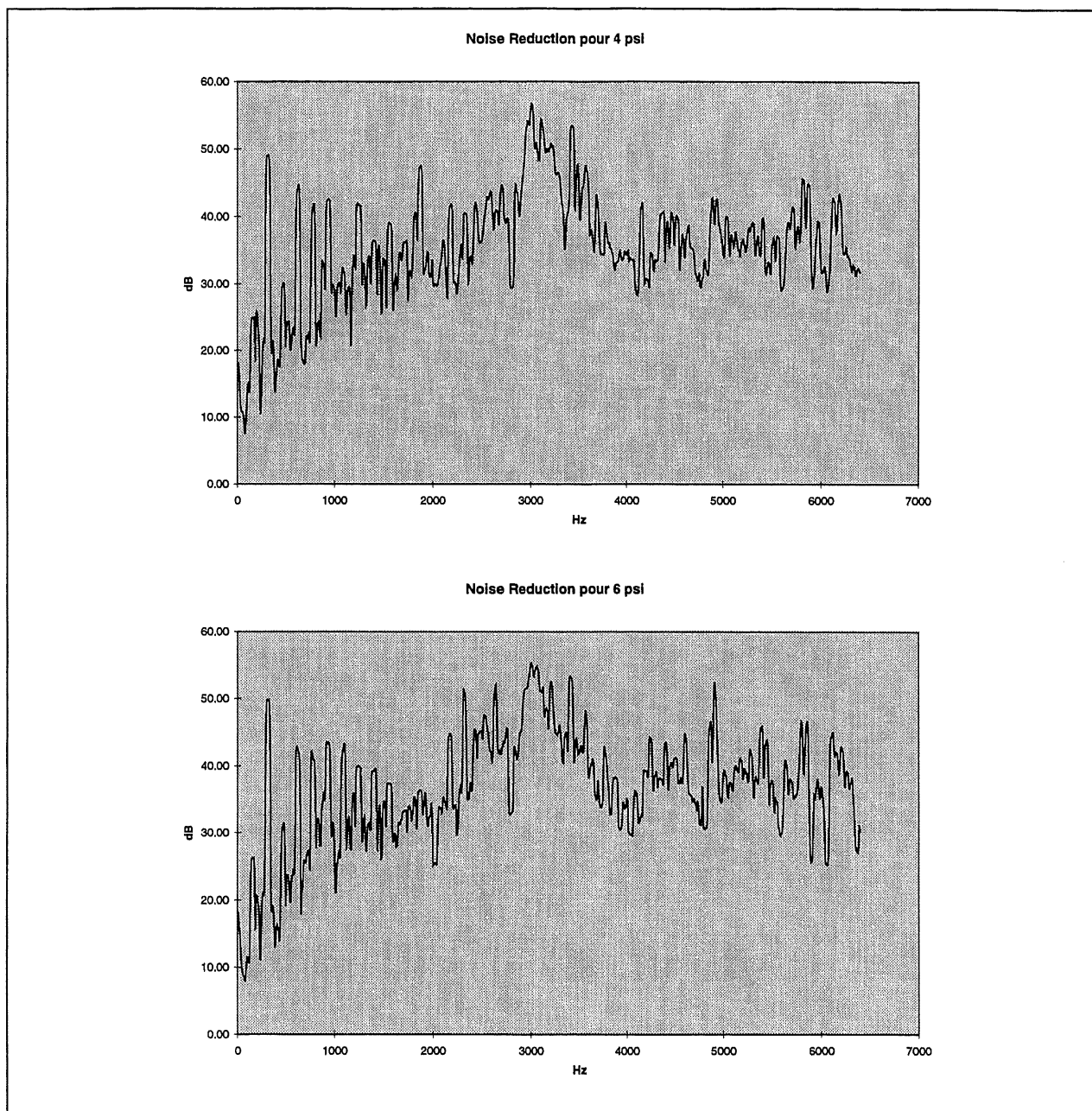
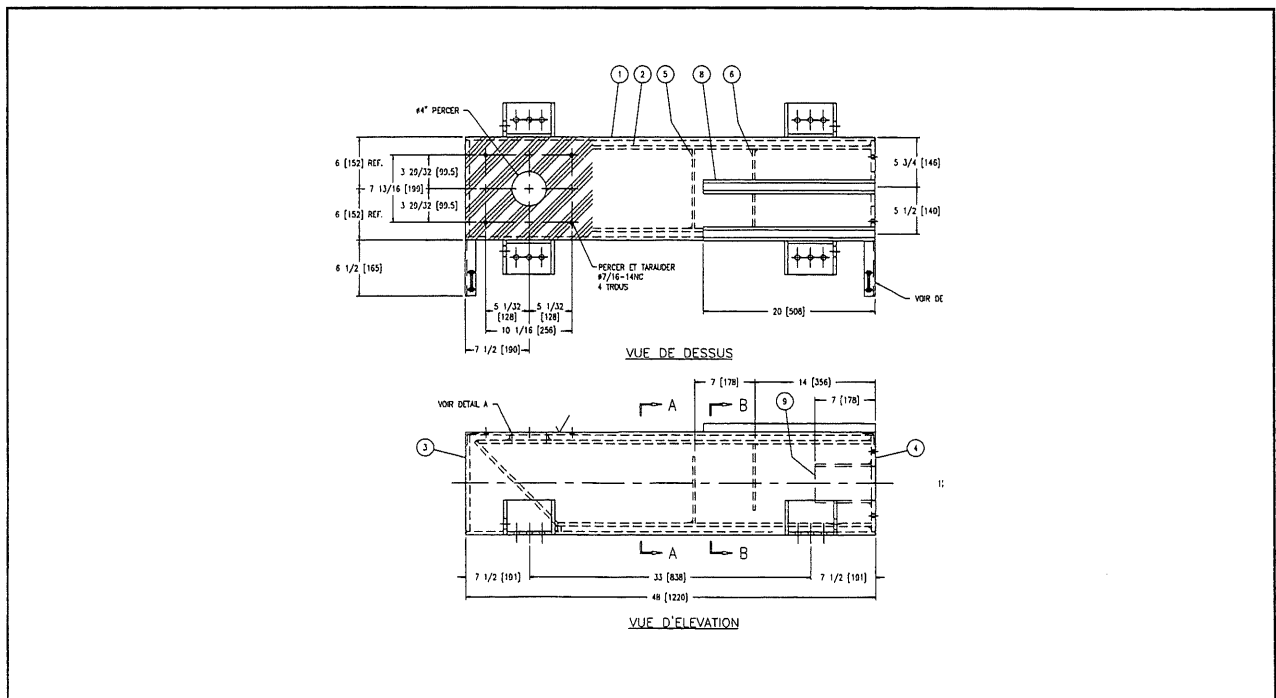
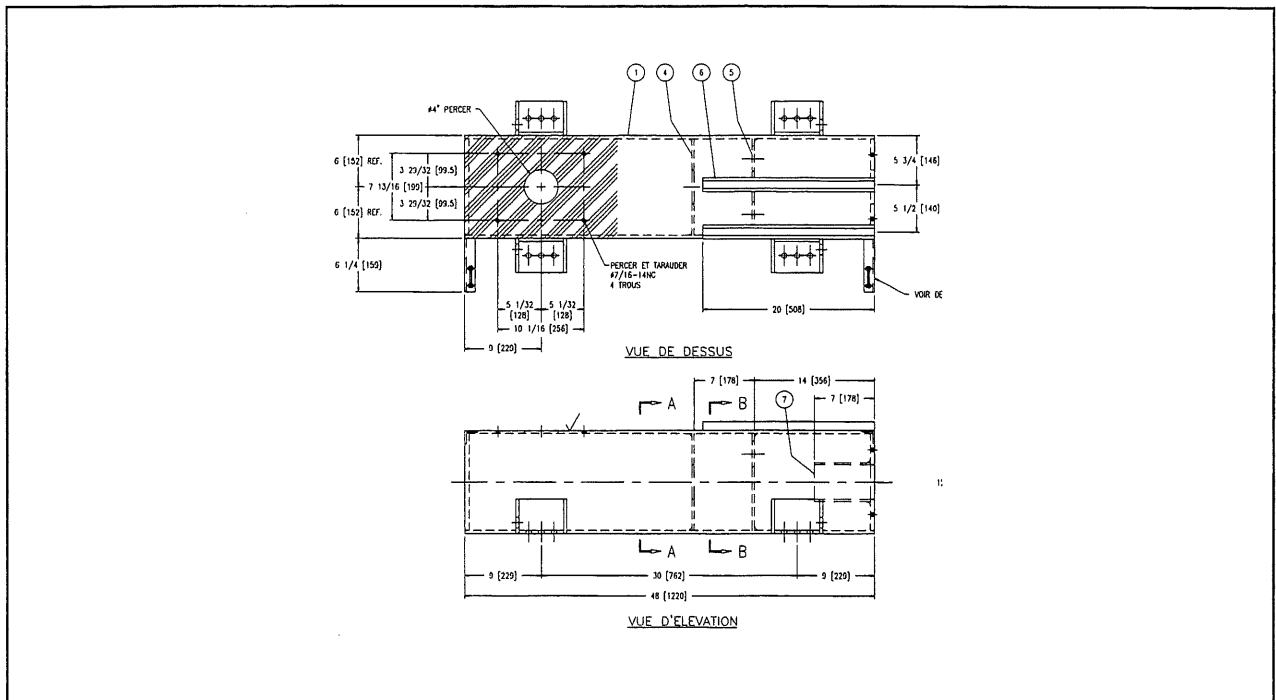


Figure VII.24 : Réduction de bruit obtenue « *in-situ* » pour 4 et 6 PSI.

Lors de l'analyse des spectres précédents, nous n'oublierons pas de tenir compte du fait que le spectre de bruit présenté par le surpresseur est un "peigne" de fréquences et que les valeurs d'atténuations obtenues entre ces pics ne reflètent pas forcément les caractéristiques du silencieux.

4.1.5 Conception vibroacoustique d'une base silencieuse



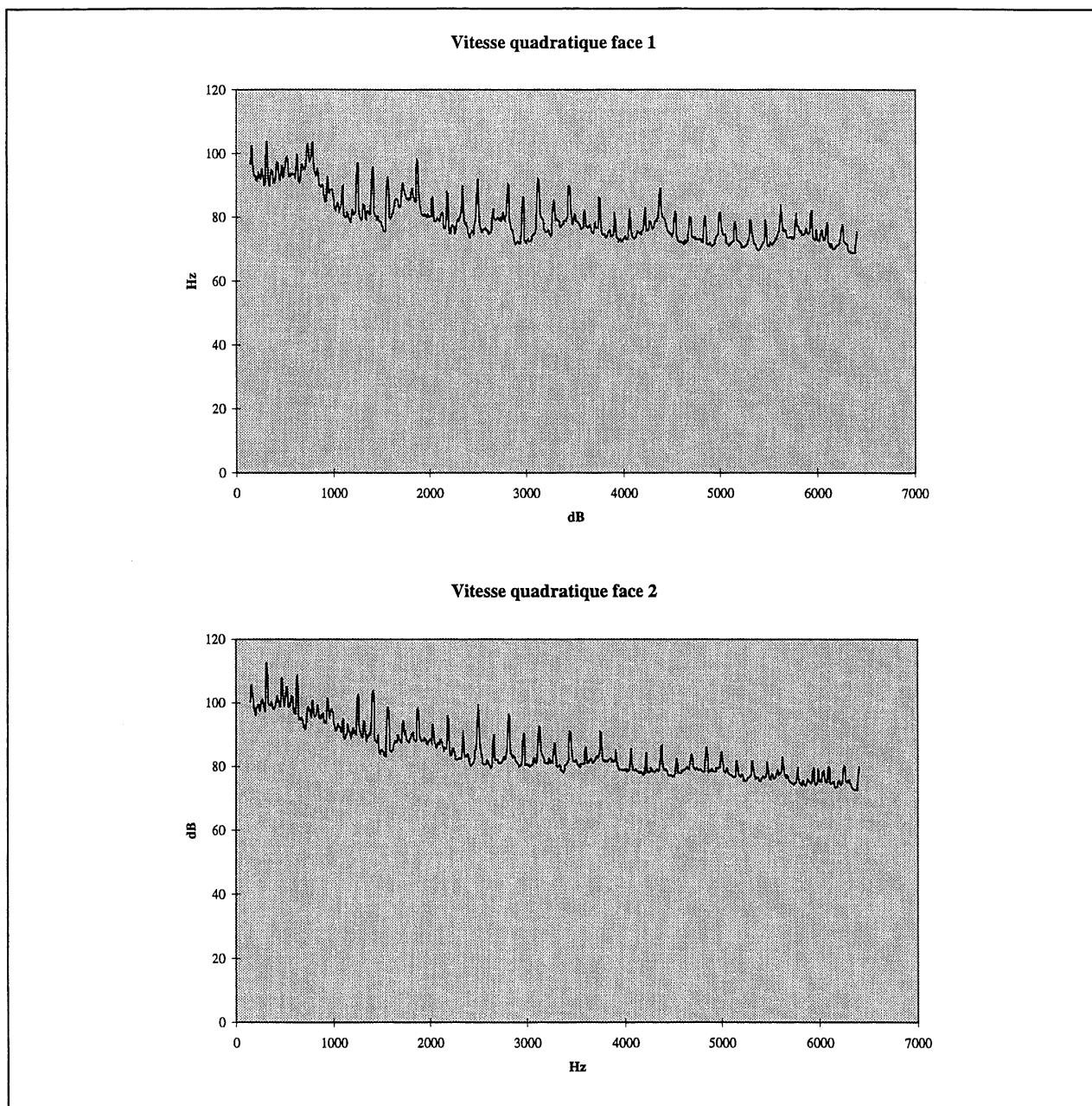


Figure VII.27 : Vitesse quadratique des faces 1 et 2 de la base « simple »

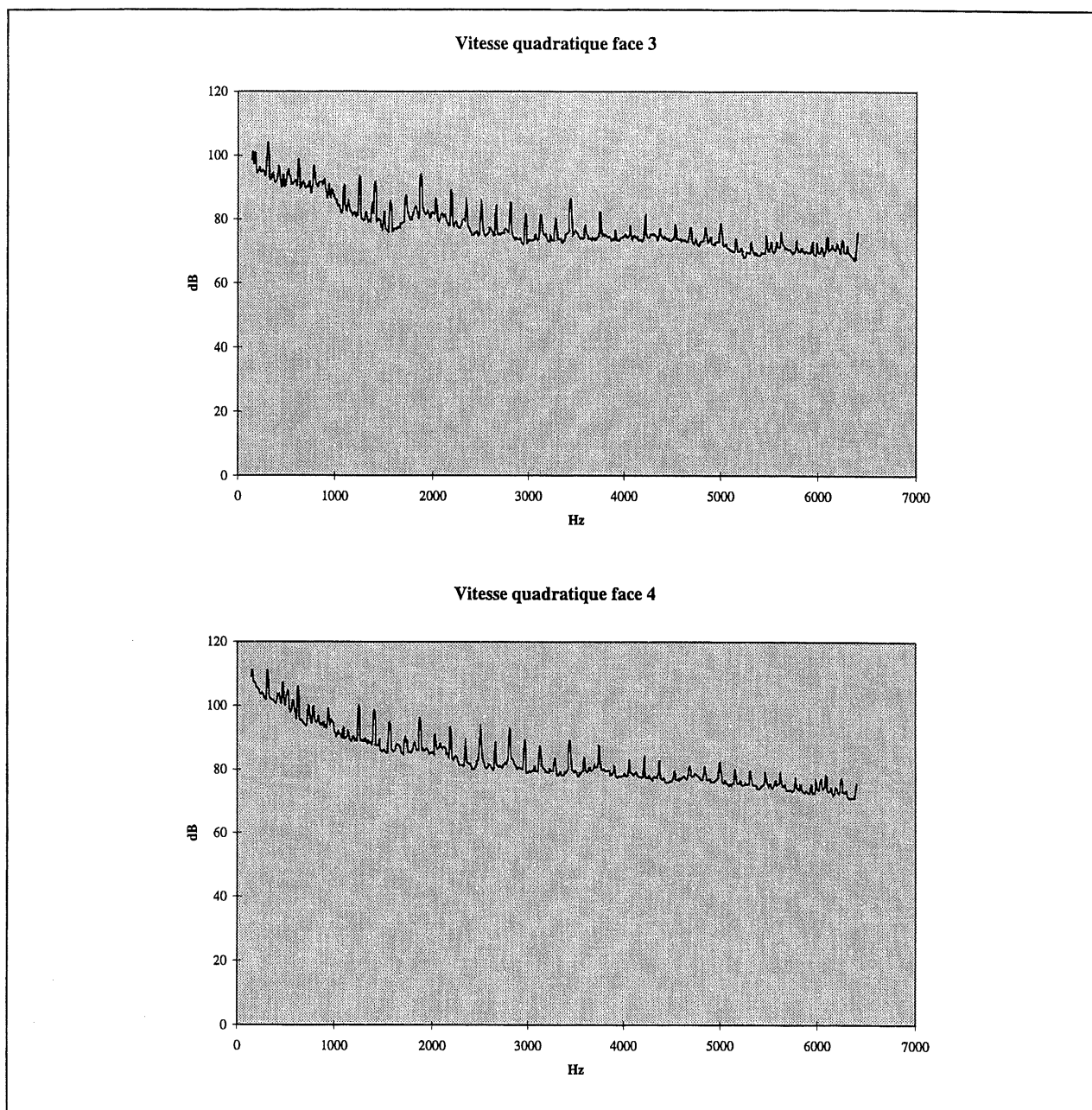


Figure VII.28 : Vitesse quadratique des faces 3 et 4 de la base « simple »

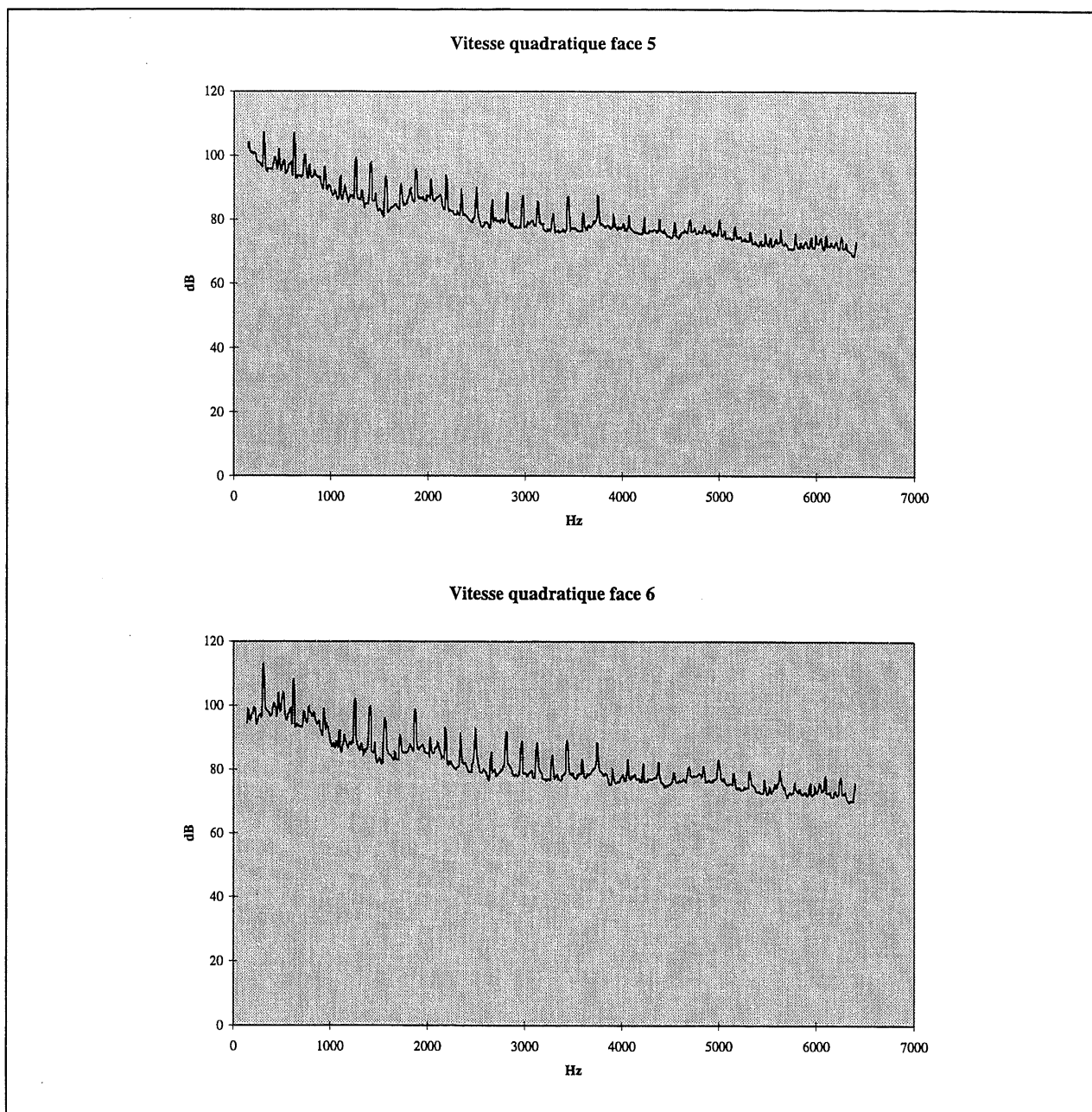


Figure VII.29 : Vitesse quadratique des faces 5 et 6 de la base « simple »

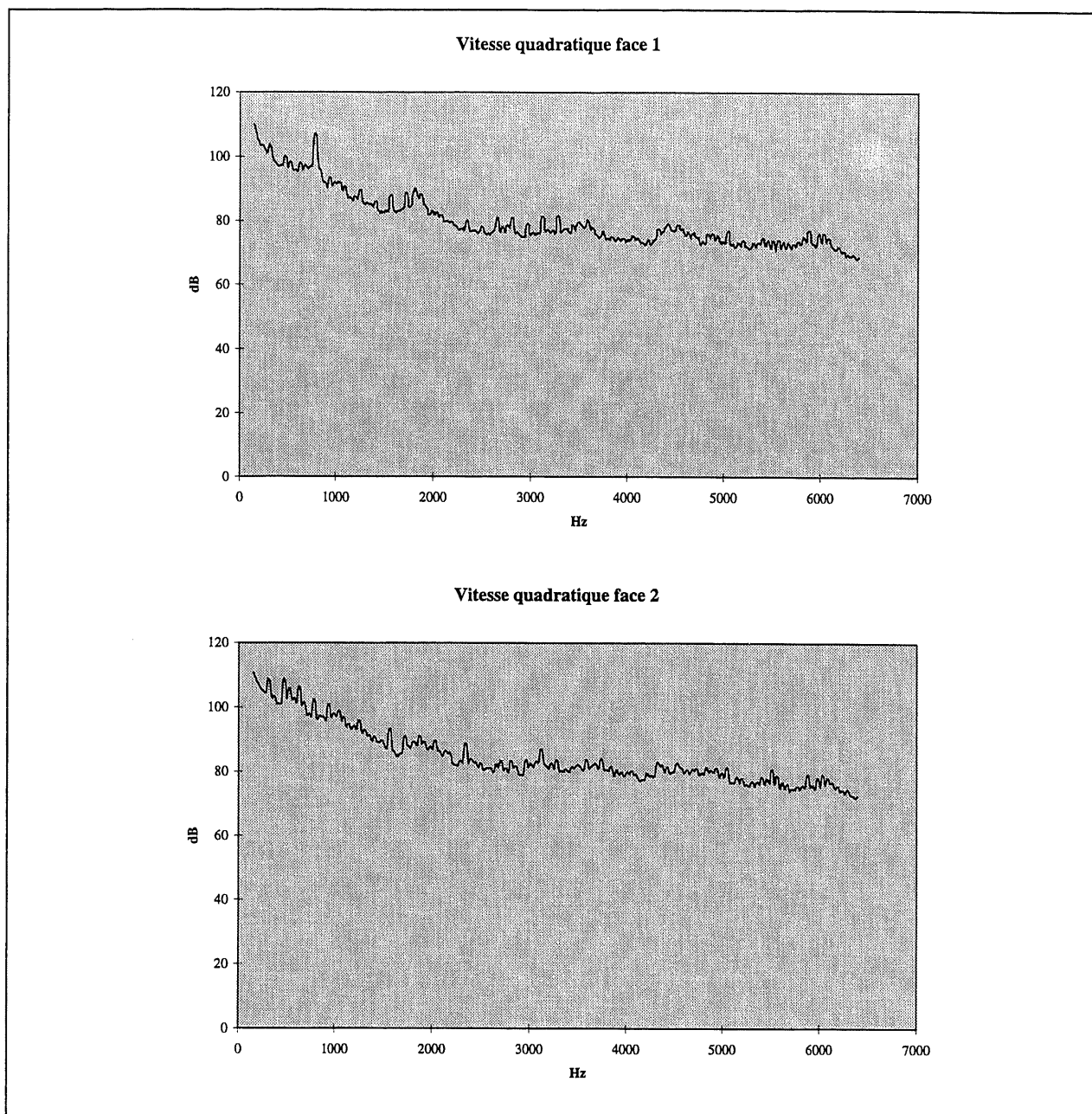
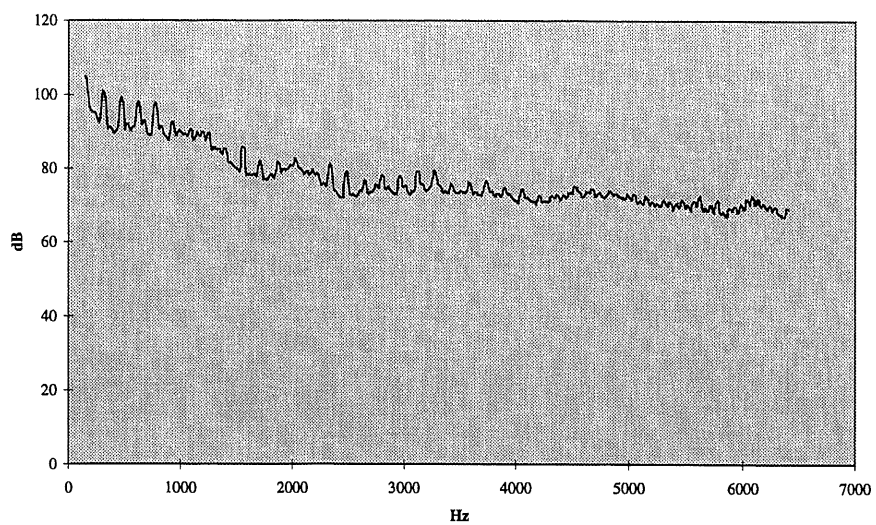


Figure VII.30 : Vitesse quadratique des faces 1et 2 de la base « double tubing »

Vitesse quadratique face 3



Vitesse quadratique face 4

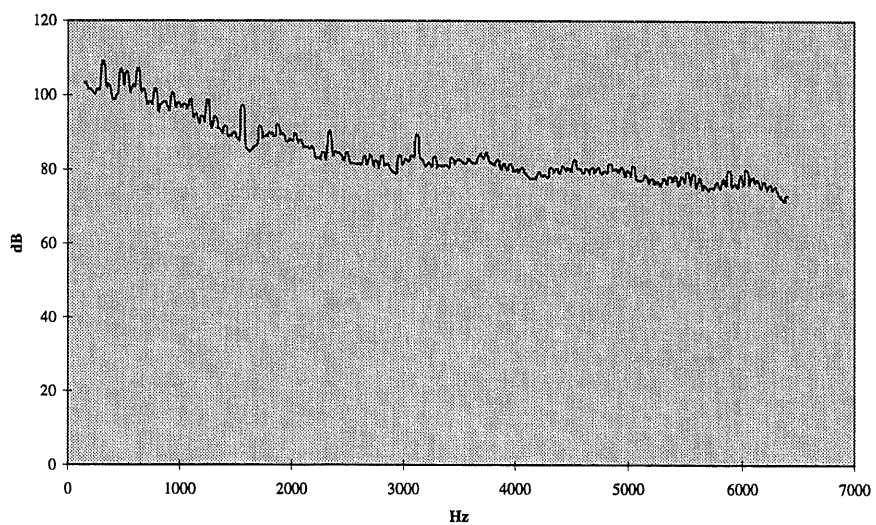


Figure VII.31 : Vitesse quadratique des faces 3 et 4 de la base « double tubing »

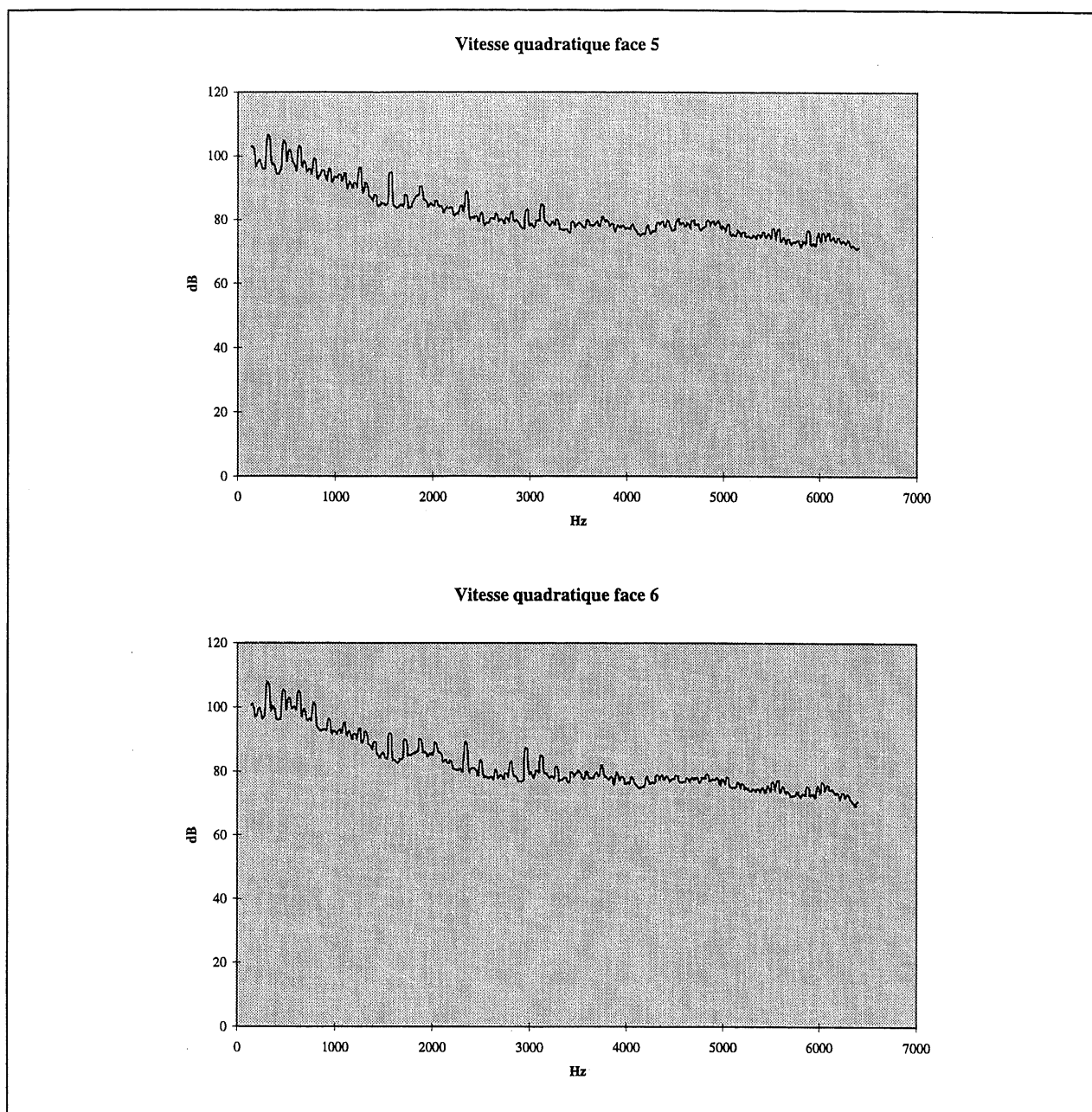


Figure VII.32 : Vitesse quadratique des faces 5 et 6 de la base « double tubing »

5. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1 NICOLAS, J. Acoustique et contrôle du bruit. GMC 140. Notes de cours, Université de Sherbrooke. Sherbrooke.
- 2 PIERCE, A.D. Acoustics. An introduction to Its Physical Principles and Applications.(1981). Mc Graw-Hill. 642 p.
- 3 WOOD, A. Acoustics.(1966). Dover publications, New York. 594 p.
- 4 FAHY, F.J. « Practical Aspects of Sound Intensity Measurement. »(1982) Institute of Acoustics, Spring conference 1982.
- 5 GADE, S. « Sound intensity. Part I. Theory. » (1982) Technical Review No 3.
- 6 NICOLAS, J. ,LEMIRE, G. (1985) »Precision of active sound intensity measurements in a progressive and a nonprogressive field » Journal of Acoustical Society of America. No 78 (2).
- 7 GADE, S. « Sound intensity. Part II. Instrumentation and applications » (1982) Technical Review. No 4.
- 8 NICOLAS, J. « State of the Art on Prediction of the Noise Emitted by Vibrating Structures, Viewed by the First European Congress on the Subject. » (1992) Applied Acoustic No 35. 325-331.
- 9 BERRY, A. Rayonnement acoustique des structures. GMC 721. Notes de cours. Université de Sherbrooke. Sherbrooke.
- 10 BERRY, A., NICOLAS, J. « Structural Acoustic and Vibration Behaviour of complex panels. » (1994). Applied Acoustic. Volume 43. No 3.
- 11 FOIN, O. Manuel théorique d'ADNR. Version 2. G.A.U.S. Université de Sherbrooke, Sherbrooke.
- 12 ATALLA, N., BERNHARD, R.J. « Review of numerical solutions for low frequency structural-Acoustic problems ». J. Applied Acoustics, 43(3), 24 p., 1994.
- 13 LESUEUR, C. Rayonnement acoustique des structures.(1988) Eyrolles Paris. 591 p.
- 14 TOURRET, J., BOCKOFF, M. « Construire plus silencieux. Nouveaux outils pour l'analyse et la conception des machines et équipements. »(1995) Acoustique et Techniques No 2. Juillet 1995.

-
- 15 ISO 3746 « Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique » (1995). Norme Internationale
 - 16 FAHY, F.J. « Measurement of acoustic intensity using the cross spectral density of two microphones signals. » (1977) Journal of Acoustical Society of America. N0 62.
 - 17 ISO 9614 « Détermination par intensimétrie des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit. » (1993) Norme internationale
 - 18 EWINS, D.J. Modal Testing : Theory and Prattice. (1984) Research studies press. Taunton, Somerset. 250 p.
 - 19 BROCH, J. T. « Sur la mesure des fonctions de réponse en fréquence. » Technical Review No 4. (1975)
 - 20 Ets G. HIBON S.A. « Surpresseurs HIBON série XN. » (1994) Documents commercial.. Roubaix. France.
 - 21 PICOL, J.Y. « Utilisation du roots dans le domaine du vide industriel » Société AERZEN-HIBON. Antony. France.
 - 22 LARUELLE, G., RICHARD, D. « Pulsations de pression dues aux Roots dans les tuyauterie. » (1990). Acoustique et techniques. Vol 3.
 - 23 HICK HARGREAVES & CO. LTD. « Noise levels of rotary blowers and exhausters. » Technical information sheet No D7.
 - 24 BERRY, A., ODDO R., PANNETON R., NICOLAS J « Reducing the noise of pressure pulp screen :theory and application » (1995) A.S.M.E. conf. On noise and vibration.
 - 25 LARUELLE, G. « Silencieux industriels. ». (1989) Acoustique et techniques Vol. 4
 - 26 AUGUSTYNSKA, D. « Calcul de silencieux à réflexion et absorption - application industrielles. » (1974) Revue d'acoustique No 31.
 - 27 LEFEBVRE, L. Simulation et mesure directe de plusieurs paramètres caractéristiques des silencieux réactifs et dissipatifs. (1991). Mémoire de Maîtrise es sciences appliquées. Université de Sherbrooke. Sherbrooke.
 - 28 LAVILLE, E. Muffler Design by sacling using engine characteristics. PhD. Perdue University. États-Unis.
 - 29 PARROT, T. L. « An improved method for design of expansion - chamber mufflers with application to an operationnal helicopter. » (1973) NASA Technical Notes.
 - 30 MORSE, M., INGARD, K. Theoretical Acoustic. (1968) Mc Graw-Hill. New-York. 927 p.
-

-
- 31 HARRIS, M. Handbook of Noise Control (1957). McGraw-Hill Compagny. Toronto. 701 p.
- 32 CUMMINS, J.R., GOLDEN, B.G. Silencer Application Handbook (1993) Universal Silencer. Nelson Industries Inc. Stoughton. 178 p.
- 33 GOLDEN, B.G. Industrial Silencing Handbook.(1982) Burgess-Manning Inc. Dallas. États-Unis.
- 34 LEFEBVRE, L. Guide d'utilisation du logiciel ASPIC. (1991). Université de Sherbrooke. Sherbrooke.
- 35 BOCHU, M. Métrologie acoustique et insonorisation. (1985) Editions FM. Laval. 226 p.
- 36 API 619, « Rotary-Type Positive Displacement Compressors for General Refinery Services » Second Edition, May 1985, Reaffirmed May 1991(ANSI/API Std 619-1992) American Petroleum Institute, Washington
- 37 OHTANI, I., IWAMOTO, T. « Reduction of noise in roots blower » (1981) Bulletin of the JSME. Vol 24 No 189.
- 38 UCER, A. S., CELIK, I. « Analysis of flow through roots blower systems » Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference. West Lafayette, Indiana.
- 39 CELIK, I. A theoretical investigation on the simulation of roots blower systems on a digital computer. M.Sc.Thesis. METU 1978
- 40 RITCHIE, J. B.; PATTERSON, J. « Geometry and leakage aspects of involute rotors for the Roots blower » Inst Mech Eng, Proc (Part 1), Gen Proc v 183 n 36 1968-69 p707-24
- 41 SORENSON, S. C. « Simulation of a positive displacement supercharger »: SAE Special Publications SP-564. Publ by SAE, Warrendale, Pa, USA p 115-129 (1984)
- 42 UTHOFF, L. H., YAKIMOV, J. W. « Development of the Eaton Supercharger » SAE Technical Paper Series No. 870355 (1987)
- 43 KUKLA, F.« Development of a new blower type series » Sulzer Technical Review v 53 n 4 1971 p 267-279
- 44 ISO 10816-1 « Vibrations mécaniques -- Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes - Directives générales » (1995) Norme internationale.
- 45 Communication personnelle avec Y. TRANZÉAT, le 9 août 1996.
- 46 FOIN, O., ATALLA, N., NICOLAS, J. « A formulation for the vibro-acoustic behavior of a rectangular plate with constrained-layer damping » Congrès Annuel de l'Association Canadienne d'Acoustique, Toronto, 1993.
-

-
- 47 ATTALA, N., PANNETON, R. « Numerical prediction of sound transmission through multilayer structures with isotropic elastic porous materials », Inter-Noise 95, Special session entitled Application of noise prediction software, Newport Beach, Californie, 6-8 juillet 1995.
- 48 LEFEBVRE, L. Guide pratique du logiciel ASPIC. Université de Sherbrooke, Sherbrooke.
- 49 VOIX, J., DEDOVIC, B. Conception d'un silencieux réactif-dissipatif. Projet de cours GMC 140. Automne 1995.
- 50 GRAGG, A. « A finite element method for damped acoustic systems : an application to evaluate the performance of reactive mufflers » Journal of Sound and Vibration (1976) 48(3), 377-392.)
- 51 KAFFEL, E. Étude expérimentale d'une structure rivetée raidie. Université de Sherbrooke.. Rapport interne Septembre 1995.
- 52 FOIN, O. Computational Evaluation of Decoupling and Damping Material. Université de Sherbrooke. Canada.
- 53 ODDO, R. Étude de la faisabilité de la réduction du bruit des foreuses à percussion. Rapport final IRSST. Novembre 1996.
- 54 BOËT S.A. Rapport d'étude SIM 166 pour HIBON. Novembre 1994. Ets G. HIBON. Roubaix.
- 55 MUNJAL, M.L. Acoustics of ducts and mufflers. John Wiley and Sons, New York (1987) 356 p.
- 56 SEYBERT, A.F., ROSS, D.F. « Experimental determination of acoustics properties using a two-microphone random-excitation technique ». Journal of Acoustical Society of America. 61(5). 1362-1370 (1977).
- 57 CHUNG, J.Y., BLAZER, D.A. « Transfer function method of measuring acoustic intensity in a duct system with flow ». JASA 68(6) 1570-1577 (1980)
- 58 Norme E1050 -90 « Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones, and a Digital Frequency Analysis System » AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIAL (ASTM)